

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA



3

ROČNÍK 19 (XLVI)

PRAHA

BŘEZEN 1973

CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDELSKÁ TECHNIKA

Rídí redakční rada

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

Vedoucí redaktorka ing. Jovanka Václavičková

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1973

■
Vědecký časopis ZEMĚDELSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací. Vychází měsíčně. Redakce: 120 56 Praha 2, Slezská 7, telefon 257541-9. Celoroční předplatné Kčs 120,—.

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

■
The scientific journal ZEMĚDELSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Institute of Scientific and Technical Information. Issued monthly. Editorial office 120 56 Prague 2, Slezská 7.

■
Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDELSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik, Herausgegeben vom Institut für wissenschaftlich-technische Informationen. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Prag 2, Slezská 7.

■
Le journal scientifiques ZEMĚDELSKÁ TECHNIKA publie les études, analyses et traités scientifiques concernant les tâches de recherches résous dans le domaine de technique agricole. Publié par l'Institut des Informations Scientifiques et Techniques. Paraît une fois par mois. Rédaction 120 56 Prague 2, Slezská 7.

NIEKTORÉ FYZIKÁLNE VLASTNOSTI SLEPAČIEHO TRUSU V KLIETKOVOM CHOVE

L. Ramacsay

Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, Rovinka

RAMACSAY L. *Niektoré fyzikálne vlastnosti slepačieho trusu v klieťkovom chove*. Zem. technika 19 (3) : 129-134, 1973.

Zisťovanie objemovej hmotnosti slepačieho trusu v klieťkovom chove v závislosti na vlhkosti trusu. Stanovenie rovnice vyjadrujúcej závislosť $\rho_v - W$. Dôkaz postačujúcich podmienok pre stanovenie vlhkosti vzoriek slepačieho trusu pomocou matematickej štatistiky.

objemová hmotnosť; vlhkosť hmoty; slepačij trus; klieťkový chov; matematická štatistika

Prudký rozvoj národného hospodárstva prináša so sebou rad nových opatrení, do ktorého môžeme počítať aj koncentráciu poľnohospodárskej výroby. Táto koncentrácia sa okrem iného dotýka tiež živočíšnej výroby a zasahuje hlavne do oblasti intenzívneho veľkochovu nosníc a odchovu kurčiat v klieťkovom chove. Sú známe komplexné technologické zariadenia pre chov nosníc a odchov kurčiat v klieťkach domácej i zahraničnej výroby s dostatočným stupňom mechanizácie a automatizácie. Samotný problém mechanizácie a automatizácie prináša so sebou rad problémov, a to hlavne pri riešení odstraňovania, dopravy a spracovania slepačieho trusu.

Závažnosť tohoto problému vystupuje do popredia už z toho dôvodu, že zatiaľ neboli známe ani tie najzákladnejšie fyzikálno-mechanické vlastnosti trusu, ktoré sú potrebné pri konštrukcii zariadení, úzko súvisiacich s mechanizáciou a automatizáciou v odchovniach a v znáškových halách.

Medzi základné fyzikálne vlastnosti slepačieho trusu v klieťkovom chove môžeme počítať:

- a) objemovú hmotnosť,
- b) vlhkosť hmoty,
- c) reologické vlastnosti,
- d) trenie statické a dynamické,
- e) korozívne vlastnosti apod.

O fyzikálnych vlastnostiach slepačieho trusu v klieťkovom chove sa literatúra vôbec nezmiňuje.

Predkládaný článok rieši iba časť uvedených vlastností.

OBJEMOVÁ HMOTNOSŤ

Objemová hmotnosť podľa medzinárodnej mernej sústavy SI je definovaná:

Objemovú hmotnosť ρ_v (kg m^{-3}) nejakej pógovitej látky rozumieme podiel hmotnosti m tejto látky a vonkajšieho objemu V .

Práca bola zameraná na zisťovanie objemovej hmotnosti v závislosti na vlhkosti hmoty, resp. na sušine.

Vlhkosť sa stanovuje podľa vzorca

$$W = \frac{G_{vody}}{G_{vzorky}} \cdot 100 \quad (\%)$$

METODIKA

Na zisťovanie objemovej hmotnosti boli vzorky trusu odobraté na JRD Púchov a VÚCHH Ivanka pri Dunaji z týchto klieťkových batérií:

- Ehret (3 a 4podlažné),
- Diegler (4podlažné),
- kaskádové DN-1,
- jednopodlažné — Kovoběl.

V spomínaných klieťkových batériách boli umiestnené nosnice rôznych druhov a veku. Objemová hmotnosť bola meraná pri rôznych hodnotách vlhkosti hmoty v rozmedzí od 50 ÷ 90 %. Pre zistenie objemovej hmotnosti a vlhkosti hmoty boli vzorky trusu v pripravených nádobách dobre zhomogenizované; 5 vzoriek bolo odobraté na zistenie vlhkosti a 10 vzoriek na zistenie objemovej hmotnosti slepačieho trusu. Nakoľko nebola zatiaľ vydaná platná norma ČSN, ktorá by presne stanovovala postup sušenia trusu, po vyskúšaní viac alternatív teplôt a navážok boli zvolené tieto základné hodnoty:

- doba sušenia $t = 120 \text{ min}$
- teplota $T = 130^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$
- pri váhe vzorky $G = 5 \text{ g}$

Merania objemovej hmotnosti boli prevedené pri teplote prostredia.

VÝSLEDKY MERANIA

Získané hodnoty boli zapisované do príslušných tabuliek, z ktorých sa potom vypočítavala objemová hmotnosť a vlhkosť skúmanej hmoty (tab. I).

Namerané hodnoty boli spracované na samočinnom počítači TESLA 2000, ktorý nám na základe vstupných dát určil rovnicu pre výpočet objemovej hmotnosti v závislosti na sušine (resp. na vlhkosti hmoty — obr. 1).

Základné hodnoty:

Počet údajov daných do počítača

Stredné hodnoty

Korelačný koeficient

Prostá smerodajná odchylka

Rovnica pre výpočet objemovej hmotnosti bude:

$$\varrho_v = 985,2 + 6,0(100 - W) \quad (1)$$

$$s_x = (100 - W)$$

kde: ϱ_v — objemová hmotnosť trusu (kg m^{-3})

W — vlhkosť hmoty (%)

s_x — sušina (%)

Popísaná rovnica platí v intervale vlhkosti $W = (50 \div 90) \%$.

I. Objemová hmotnosť a vlhkosť skúmanej hmoty

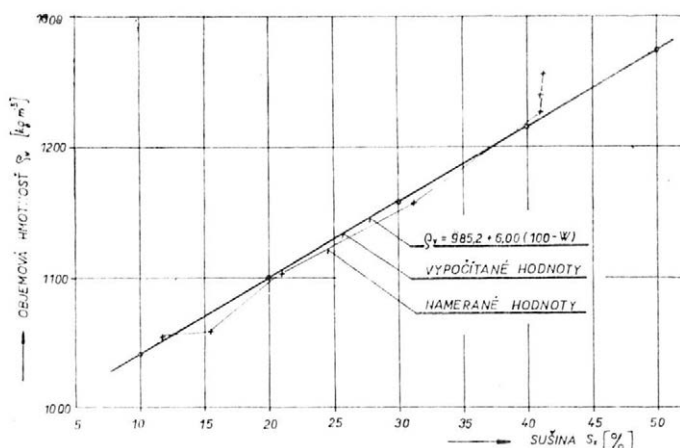
Por. číslo	Namerané hodnoty		Vypočítané hodnoty
	sušina s_x (%)	obj. hmotnosť ρ_v (kg m ⁻³)	obj. hmotnosť ρ_v (kg m ⁻³)
1	10,0	—	1045,2
2	13,3	1050	1065,0
3	16,2	1067	1082,4
4	20,0	—	1105,2
5	22,2	1115	1118,4
6	30,0	—	1165,2
7	32,8	1163	1182,0
8	40,0	—	1225,2
9	42,0	1235	1237,2
10	42,2	1249	1238,4
11	42,5	1261	1240,2
12	50,0	—	1285,2

STANOVENIE POSTAČUJÚCICH PODMIENOK PRE ZISTOVANIE VLNKOSTI HMOTY

Pre základ zisťovania vlhkosti slepačieho trusu boli stanovené tieto hodnoty:

- doba sušenia $t = 120$ min
- teplota $T = 130^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$
- pri navážke $G = 5 \cdot 10^{-3}$ kg

Ako dôkaz postačujúcich podmienok pre sušenie vzoriek slepačieho trusu bol prevedený výpočet pomocou matematickej štatistiky.



1. Závislosť objemovej hmotnosti slepačieho trusu na sušine

Predpokladáme, že z dvoch približne normálnych rozdelení základných sústav s parametrami μ_1, σ_1 a μ_2, σ_2 odobrali po jednom výbere. Rozsahy oboch výberov sú rovnaké — $n_1 = n_2$. Formulujeme nulovú hypotézu $\mu_1 = \mu_2$, ktoré budeme v tomto prípade testovať pomocou testovacieho kritéria t .

Výpočet bol prevedený podľa nasledujúcich vzorcov:

$$\bar{d} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n d_i \quad (2)$$

$$s_d = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (d_i - \bar{d})^2} \quad (3)$$

$$t = \frac{|\bar{d}| \sqrt{n-1}}{s_d} \quad (4)$$

II. Hodnoty vlhkosti slepačieho trusu

Por. číslo	W_A (%)	W_B (%)	d_i	$(d_i - \bar{d})$	$(d_i - \bar{d})^2$
1	60,8	59,9	0,9	0,720	0,5184
2	60,2	60,0	0,2	0,020	0,0004
3	56,8	56,2	0,6	0,420	0,1764
4	60,0	59,9	0,1	-0,080	0,0064
5	60,4	60,4	0,0	-0,180	0,0324
6	67,4	67,2	0,2	0,020	0,0004
7	64,0	64,0	0,0	-0,180	0,0324
8	62,2	62,2	0,0	-0,180	0,0324
9	58,8	58,8	0,0	-0,180	0,0324
10	62,2	62,2	0,0	-0,180	0,0324
11	74,1	73,4	0,7	0,520	0,2704
12	72,4	72,4	0,0	-0,180	0,0324
13	75,6	75,6	0,0	-0,180	0,0324
14	74,2	74,2	0,0	-0,180	0,0324
15	74,8	74,8	0,0	-0,180	0,0324
Σ	—	—	2,7	0,000	1,2640
$\bar{d}$	—	—	0,180	—	0,0842

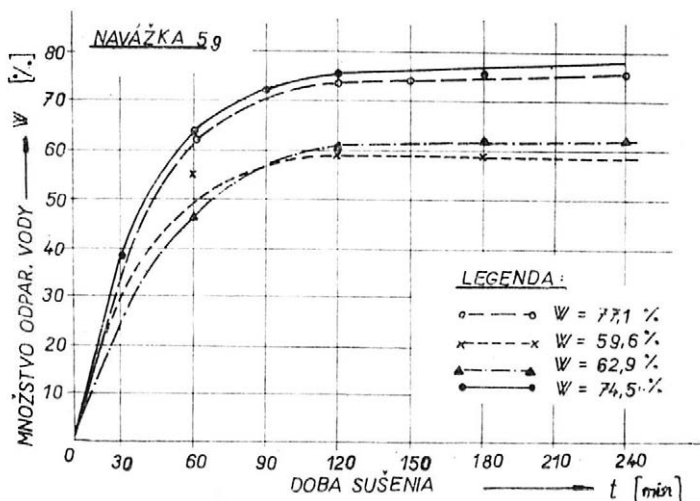
$$\bar{d} = 0,180$$

$$s_d = 0,290$$

$$t = 2,32$$

kde: W_A — označuje namerané hodnoty vlhkosti odčítané po dobu sušenia, $t = 180$ min sušenia
 W_B — označuje namerané hodnoty vlhkosti odčítané v limitnom čase, t. j. pri $t = 120$ min sušenia

pre $\nu = n - 1 = 15 - 1 = 14$ stupňov voľnosti dostávame z tabuľky VII. literatúry (Reisenauer 1970) $t_{0,01} = 2,977$.

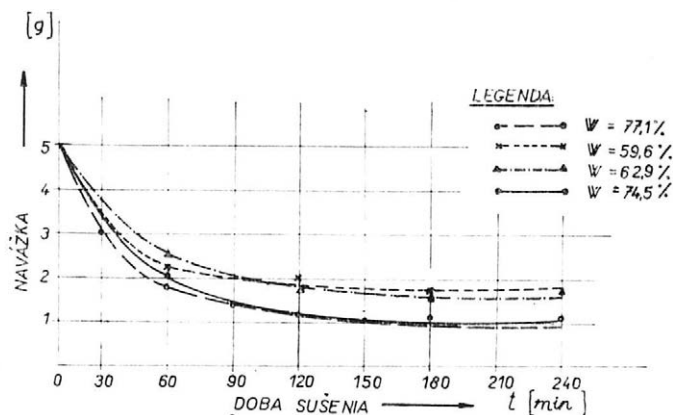


2. Závislosť odpareného množstva voľnej vody na dobe sušenia

Volíme si hladinu významnosti $p = 0,01$ a z tabuľky VII. literatúry (Reisenauer 1970) si vyhľadáme pre $\nu = n - 1$ stupňov voľnosti kritickú hodnotu t_p .

Namerané hodnoty vlhkosti slepačieho trusu pre uvedený výpočet je uvedený v tabuľke II.

Porovnaním zistíme, že $t = 2,32 < t_{0,01} = 2,977$, t. j. že môžeme prijať nulovú hypotézu a tvrdiť, že medzi skúmanými výbermi nie je významný rozdiel. Týmto sme dokázali, že podmienky pre zistenie vlhkosti slepačieho trusu, t. j. doba sušenia, teplota a veľkosť navážky sú postačujúce (obr. 2, 3).



3. Zostatkové množstvo sušiny v závislosti na dobe sušenia

ZÁVER

Dosiahnuté výsledky pokusov môžeme zahrnúť do nasledujúcich bodov:

- Objemová hmotnosť — Na zistenie objemovej hmotnosti slepačieho trusu v klieťkovom chove bola z nameraných hodnôt stanovená rovnica, podľa ktorej sa dá objemová hmotnosť vypočítať v závislosti na vlhkosti hmoty v intervale $W = 50 \div 90 \%$, resp. na sušine $s_r = (100 - W)$

$$\rho_v = 985,2 + 6,0(100 - W) \quad (\text{kg m}^{-3})$$

- Daný interval vlhkosti bol zvolený vzhľadom na praktickú potrebu.
- Vlhkosť hmoty — Z veľkého počtu meraní vlhkostí slepačieho trusu sme na základe štatistického výpočtu na hladine významnosti $p = 0,01$ dokázali, že pre stanovenie vlhkosti vzoriek slepačieho trusu postačujú tieto podmienky
 - doba sušenia $t = 120 \text{ min}$
 - teplota sušenia $T = 130^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$
 - navážka $G = 5 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$

Literatúra

- HORÁK, KUPKA, 1966, Fyzika. SNTL Praha.
 REISENAUER R., 1970, Metody matematické statistiky. Praha.
 RENNER E., 1970, Mathematisch-statistische Methoden in der praktischen Anwendung. Berlin.
 RAMACSAY L., 1972, Fyzikálne vlastnosti slepačieho trusu v kletkovom chove. Záverečná správa.
 SINDELÁŘ V., SMRŽ L., 1968, Nová měrová soustava. SPN Praha.

Došlo dne 19. 12. 1972

РАМАЧАЙ Л. (Научно-исследовательский институт сельскохозяйственной техники, Ровинка, Чехословакия). Некоторые физические свойства птичьего помета при клеточном содержании. Зем. техника 19 (3) : 129-134, 1973.

Установление объемного веса птичьего помета при клеточном содержании в зависимости от влажности помета. Определение уравнения, выражающего зависимость $\rho_v - W$. Доказательство оптимальных условий для определения влажности образцов птичьего помета при помощи математической статистики.

объемный вес; влажность массы; птичий помет; клеточное содержание; математическая статистика

RAMACSAY L. (Research Institute of Agricultural Engineering, Rovinka, Czechoslovakia). Some Physical Properties of Poultry Dung in Cage Rearing. Zem. technika 19 (3) : 129-134, 1973.

Determined was the mass volume of dung of the poultry, kept in cages in dependence on the moisture of the dung, as well as an equation expressing the dependence $\rho_v - W$. Proved were suitable conditions for the determination of the moisture content of samples of poultry dung by means of mathematical statistics.

mass volume; mass moisture; poultry dung; cage rearing; mathematical statistics

RAMACSAY L. (Forschungsanstalt für landwirtschaftliche Technik, Rovinka, Tschechoslowakei). Einige physikalische Eigenschaften des Hühnerkots bei Käfighaltung. Zem. technika 19 (3) : 129-134, 1973.

Feststellung der Volummasse des Hühnerkots in Abhängigkeit vom Feuchtigkeitsgehalt desselben bei Käfighaltung. Bestimmung der die Abhängigkeit $\rho_v - W$ darstellenden Gleichung. Nachweis der für die Bestimmung des Feuchtigkeitsgehaltes von Hühnerkotproben mit Hilfe der mathematischen Statistik ausreichenden Bedingungen.

Volummasse; Feuchtigkeitsgehalt der Masse; Hühnerkot; Käfighaltung; mathematische Statistik

Adresa autora:

Ing. Ladislav R a m a c s a y, Výskumný ústav poľnohospodárskej techniky, Rovinka, 900 42 Nové Košariská

MODIFIKACE MODELU „SKLIZEČE – DOPRAVNÍ PROSTŘEDKY – SKLAD“

K. Prokop

Vysoká škola zemědělská, fakulta mechanizační, Praha - Suchbát

PROKOP K. *Modifikace modelu sklizeče – dopravní prostředky – sklad*. Zem. technika 19 (3) : 135-142, 1973.

Článek navazuje na práce, v nichž je popsán stochastický model dynamiky systému „sklizeče – dopravní prostředky – sklad“ a jeho užití při optimalizaci počtu sklizečů a dopravních prostředků. Model je založen na předpokladu, že vyprazdňování zásobníku sklizeče do ložného prostoru dopravního prostředku probíhá při stojícím sklizeči. V předkládaném článku je popsán model založený na předpokladu, že vyprazdňování zásobníku sklizeče do ložného prostoru dopravního prostředku probíhá při jízdě. Nový model se od původního liší jen způsobem výpočtu některých konstant z hodnot vstupních veličin. Dále je v článku ukázán příklad srovnání ekonomické výhodnosti obou způsobů vyprazdňování.

stochastický model; dynamika systému; sklizeč; simulace; číslicový počítač

V článcích Prokop, Linhart (1972) a Prokop a kol. (1972) je popsán stochastický model časového průběhu činnosti systému „sklizeče – dopravní prostředky – sklad“. Algoritmus modelu je dán blokovým schématem, podle něhož byl vypracován program pro simulaci na samočinném počítači (simulace s proměnným časovým krokem).

Vstupní veličiny modelu jsou tyto: výměra honu, hektarový výnos, objemová hmotnost produktu, množství produktu v 1 kg sklizené hmoty, vzdálenost honu od skladu, počet sklizečů, průchodnost sklizeče, objem zásobníku sklizeče, doba vyprazdňování zásobníku, koeficient využití průchodnosti, charakteristiky náhodné veličiny udávající dobu poruchy sklizeče, počet dopravních prostředků, kapacita dopravního prostředku, doba pobytu dopravního prostředku ve skladu, a charakteristiky náhodné veličiny udávající rychlost jízdy dopravního prostředku do skladu, resp. ze skladu.

Výstupními veličinami jsou: celková doba sklizně honu, přímé náklady sklizně.

V článku Prokop a kol. (1972) je popsáno použití tohoto modelu při optimalizaci dvou vstupních veličin (počtu sklizečů a počtu dopravních prostředků).

Model podle Prokopa a Linharta (1972) je konstruován za předpokladu („Formulace problému“, předpoklad 3), že vyprazdňování zásobníku sklizeče do ložného

prostoru dopravního prostředku probíhá při stojícím sklizeči. V modelu je doba vyprazdňování t_v dána jako konstanta a rovněž maximální možný počet násypek v ložném prostoru dopravního prostředku n_n je konstantní. Počet násypek nutných ke sklizni celého honu r je dán vztahem

$$r = \frac{100 \cdot U \cdot h}{V \cdot \gamma}$$

kde: U — výměra honu (ha)
 h — hektarový výnos (q/ha)
 V — kapacita zásobníku sklizeče (l)
 γ — objemová hmotnost produktu (kg/l)

Cílem tohoto článku je popsat model, který se od předchozího modelu liší předpokladem, že vyprazdňování zásobníku sklizeče do ložného prostoru dopravního prostředku probíhá při jízdě. Toto uspořádání se často používá, a to nejen při sklizni obilovin, nýbrž zejména při sklizni jiných plodin. Dále bude ukázán příklad srovnání výsledků optimalizace podle modelu Prokopa, Linhart a (1972) a podle modifikovaného modelu.

VSTUPNÍ VELIČINY

Nechť je

t_v — doba vyprazdňování zásobníku sklizeče do ložného prostoru dopravního prostředku (min)
 n_n — maximální možný počet násypek v ložném prostoru dopravního prostředku
 v_v — množství produktu odcházejícího za 1 minutu ze zásobníku při vyprazdňování (kg/min)
 V_d — kapacita ložného prostoru dopravního prostředku (l)

V modifikovaném modelu místo veličin t_v , n_n jsou mezi vstupní veličiny zařazeny veličiny v_v a V_d .

VÝPOČET DOBY VYPRAZDŇOVÁNÍ ZÁSOBNÍKU SKLIZEČE

Nechť je

g — množství produktu předávaného při jedné obsluze (kg/s)
 Pak $g = v_v \cdot t_v$, čili

$$t_v = \frac{g}{v_v} \quad (1)$$

VÝPOČET MNOŽSTVÍ PRODUKTU PŘEDÁVANÉHO PŘI JEDNÉ OBSLUZE SKLIZEČE

Nechť je

v_{p1} — množství produktu přicházejícího do zásobníku za 1 minutu (kg/min)
 Q — průchodnost sklizeče (kg/s)
 k_Q — koeficient využití průchodnosti sklizeče
 s — váhové množství produktu v 1 kg sklizené hmoty

$$\lambda = \frac{1 - s}{s}$$

Při jedné obsluze sklizeče se za dobu t_v předá celý obsah zásobníku $V \cdot \gamma$ a navíc množství, které za dobu t_v do zásobníku přibude, tj. $v_{p1} \cdot t_v$. Je tedy

$$g = V \cdot \gamma + v_{p1} \cdot t_v \quad (2)$$

Jak jsme ukázali, je

$$v_{p1} = \frac{60Q \cdot k_Q}{\lambda + 1} \quad (3)$$

Dosaďme z (3) a (1) do (2):

$$g = V \cdot \gamma + \frac{60Q \cdot k_Q}{\lambda + 1} \cdot \frac{g}{v_v} \quad (4)$$

Odtud po snadné úpravě plyne

$$g = \frac{v_v \cdot V \cdot \gamma(\lambda + 1)}{v_v \cdot (\lambda + 1) - 60 \cdot k_Q \cdot Q} \quad (5)$$

VÝPOČET POČTU NÁSYPEK NUTNÝCH KE SKLIZNI CELÉHO HONU

Nechť je

r — počet násypek nutných ke sklizni celého honu

Pak z celého honu se sklídí $U \cdot h$ metrických centů, čili $100 \cdot U \cdot h$ kg produktu, k jehož odvezení je nutno předat

$$r = \frac{100 \cdot U \cdot h}{g}$$

násypek, kde g je dáno rovnicí (5).

VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO MOŽNÉHO POČTU NÁSYPEK V LOŽNÉM PROSTORU DOPRAVNÍHO PROSTŘEDKU

Do ložného prostoru dopravního prostředku se vejde $V_d \cdot \gamma$ kg produktu. Nechť m ($m \in \{1, \dots, n_n\}$) je počet násypek v ložném prostoru dopravního prostředku. Pak je ovšem $m \cdot g \leq V_d \cdot \gamma$ a n_n je největší z čísel m , čili celé číslo nejbližší menší nebo rovné číslu $\frac{V_d \cdot \gamma}{g}$, kde g je dáno rovnicí (5).

V předchozích oddílech jsou uvedeny všechny odchylky, kterými se liší modifikace od původního modelu popsaného v práci Prokopa a Linhart (1972).

POUŽITÍ MODELU PŘI ŘEŠENÍ PRAKTICKÝCH PROBLÉMŮ

V článkách Prokopa a kol. (1972) a Prokopa (1972) je popsáno použití původního modelu (tj. modelu s vyprazdňováním zásobníku sklizeče do ložného prostoru dopravního prostředku při stojícím sklizeči) při optimalizaci některých vstupních veličin. Použije-li se v reálném systému vyprazdňování při jízdě, pak adekvátním modelem je modifikovaný model (tj. model popsaný v tomto článku), který lze ovšem rovněž použít pro optimalizaci vstupních veličin systému tak, jak ukazují uvedené články.

Další možností využití modelu je srovnání ekonomické výhodnosti obou způsobů vyprazdňování. K tomuto srovnání je však nutno původní model nepatrně upravit. Při této úpravě se změní jen forma vyjádření modelu. Proto hodnoty výstupních veličin u upraveného původního modelu zůstanou beze změny.

Především uděláme stejné úpravy jako u modifikovaného modelu, tj. ze vstupních veličin vyloučíme veličiny t_v , n_n a naopak zařadíme veličiny v_v a V_d .

Pak je nutné odvodit vztahy, podle nichž lze vypočítat veličiny t_v a n_n pomocí nového souboru vstupních veličin:

Je zřejmé

$$t_v = \frac{V \cdot \gamma}{v_v}$$

$$g = V \cdot \gamma$$

čili n_n je celé číslo nejbližší menší nebo rovné číslu

$$\frac{V_d \cdot \gamma}{g} = \frac{V_d}{V}$$

SROVNÁNÍ EKONOMICKÉ VÝHODNOSTI OBOU ZPŮSOBŮ VYPRAZDŇOVÁNÍ

V případech, kdy přichází v úvahu použití obou způsobů vyprazdňování zásobníku sklizeče do ložného prostoru dopravního prostředku, je při rozhodování o volbě nejvhodnějšího způsobu nutné brát v úvahu ekonomické zřetel. V tomto oddíle ukážeme, jak lze při daných konkrétních hodnotách vstupních veličin porovnat ekonomickou výhodnost obou způsobů vyprazdňování.

Nechť je

- t_s — doba pobytu dopravního prostředku ve skladu (min)
- S — vzdálenost honu od skladu (km)
- a — charakteristika rozdělení náhodné veličiny Z (doby trvání poruchy sklizeče)
- b — maximální doba poruchy sklizeče (min)
- p — pravděpodobnost bezporuchového provozu při jednom plnění zásobníku sklizeče
- k — charakteristika rozdělení náhodné veličiny P , resp. B^*)
- x_1 — charakteristika rozdělení náhodné veličiny P , resp. B^*)
- v_p — maximální hodnota veličiny P^*)
- v_b — maximální hodnota veličiny B^*)
- l — charakteristika rozdělení náhodné veličiny P , resp. B^*)
- o_k — odpisy jednoho sklizeče za 1 minutu provozu (Kčs)
- p_k — náklady na pohonné hmoty pro 1 sklizeč za 1 minutu provozu (Kčs)
- m_k — mzda obsluhy jednoho sklizeče za 1 minutu jízdy (Kčs)
- μ_k — mzda obsluhy jednoho sklizeče za 1 minutu prostoje (Kčs)
- u_k — náklady na opravy jednoho sklizeče za 1 minutu provozu (Kčs)
- o_d — odpisy jednoho dopravního prostředku za 1 minutu provozu (Kčs)
- p_d — náklady na pohonné hmoty pro 1 dopravní prostředek za 1 minutu provozu (Kčs)
- m_d — mzda obsluhy jednoho dopravního prostředku za 1 minutu provozu (Kčs)
- u_d — náklady na opravy jednoho dopravního prostředku za 1 minutu provozu (Kčs)
- n_k — počet sklizečů ve skupině
- n_d — počet dopravních prostředků obsluhujících sklizeče
- T_c — celková doba sklizně daného honu (min)
- Y — přímé náklady sklizně na daném honu (Kčs)
- K — maximální počet dopravních prostředků přicházejících v úvahu pro obsluhu n_k sklizečů
- $z = \frac{K}{n_k}$
- N — maximální počet sklizečů přicházejících v úvahu při skupinovém nasazení na daném honu

*) Náhodná veličina P , resp. B udává průměrnou rychlost jízdy dopravního prostředku do skladu, resp. ze skladu.

- G_v – maximální přípustná cena výpočtu (Kčs)
 v_m – maximální počet variant, které lze počítat při daném G_v
 t – průměrná doba trvání výpočtu jedné varianty (min)
 c – cena jedné hodiny výpočtu (Kčs)
 Y_e – minimální přímé náklady, za nichž by se provedla sklizeň daného honu při použití jakékoli jiné existující metody stanovení čísel n_k, n_d

Ve Výpočetním ústavu VŠZ v Praze byla provedena (výpočty: ing. T. Doucha) optimalizace počtu sklizečů a počtu dopravních prostředků pomocí modifikovaného modelu. Hodnoty vstupních veličin byly přitom zvoleny takto: $U = 85, h = 38, \gamma = 0,7, \lambda = 1,2, S = 4,6, Q = 5, V = 2500, v_v = 700, o_k = 3,05, p_k = 0,25, m_k = 0,37, \mu_k = 0,15, u_k = 4,18, k_Q = 0,7, a = 1, b = 60, p = 0,92, V_d = 12\,500, o_d = 0,34, p_d = 0,34, m_d = 0,37, u_d = 0,37, t_s = 4,5, k = 0,8, x_1 = 0,5, \Delta = 0,15, v_p = 12,$

I. Srovnání ekonomické výhodnosti obou způsobů vyprazdňování

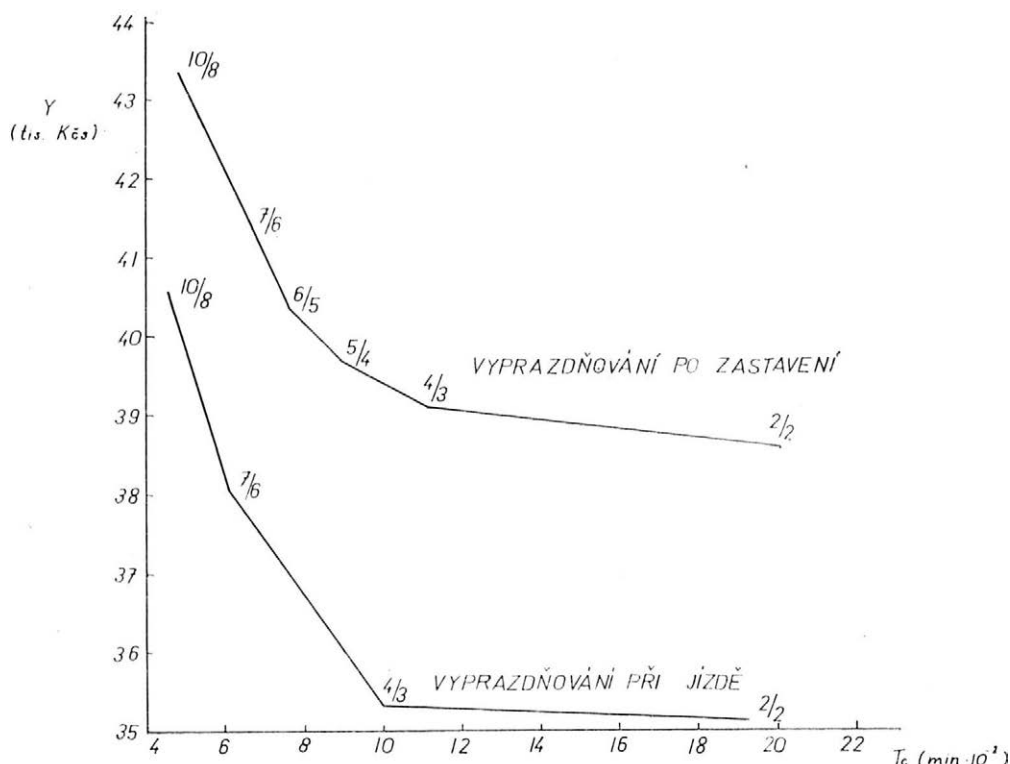
Časové omezení T_m (min)	Způsob vyprazdňování	Počet sklizečů n_k	Počet dopravních prostředků n_d	Celková doba sklizně T_e	Přímé náklady Y (tis. Kčs)	Úspora	
						tis. Kčs	%
2122	P	2	2	2122	38,6	3,5	9,1
	M	2	2	1923	35,1		
1923	P	4	3	1108	39,1	4,0	9,8
	M	2	2	1923	35,1		
1108	P	4	3	1108	39,1	3,8	9,8
	M	4	3	999	35,3		
999	P	5	4	895	39,7	4,4	11,3
	M	4	3	999	35,3		
895	P	5	4	895	39,7	1,7	4,3
	M	7	6	606	38,0		
755	P	6	5	755	40,4	2,4	5,9
	M	7	6	606	38,0		
662	P	7	6	662	41,4	3,4	8,2
	M	7	6	606	38,0		
606	P	10	8	489	43,4	5,4	12,5
	M	7	6	606	38,0		
489	P	10	8	489	43,4	2,8	6,5
	M	10	8	457	40,6		

$v_b = 17, \kappa = 1,1, N = 11, Y_e = 5 \cdot 10^4, C_r = 4 \cdot 10^3, c = 900, t = 7$ (hodnoty dodal ing. F. Linhart z mechanizační fakulty VŠZ v Praze).

Optimální varianty n_k, n_d s příslušnou dobou sklizně T_c a náklady Y při různých hodnotách časového omezení T_m pro původní i modifikovaný model jsou uvedeny v tab. I; v prvním sloupci je vždy uvedena hodnota časového omezení T_m , v prvním řádku příslušná optimální varianta pro vyprazdňování po zastavení (P), v druhém řádku příslušná optimální varianta pro vyprazdňování při jízdě (M). V posledních dvou sloupcích je uvedena absolutní, resp. relativní úspora při použití vyprazdňování za jízdy místo vyprazdňování po zastavení.

Názorněji lze srovnat oba způsoby vyprazdňování graficky (např. 10/8 znamená variantu $n_k = 10, n_d = 8$) — obr. 1.

Je zřejmé, že pro dané hodnoty vstupních veličin je vyprazdňování při jízdě ekonomicky výhodnější.



1. Srovnání ekonomické výhodnosti obou způsobů vyprazdňování

ZÁVĚR

1. Model podle Prokopa a Linharta (1972), upravený pro vyprazdňování zásobníku při jízdě, má blokové schéma shodné s blokovým schématem původního modelu a liší se jen způsobem výpočtu některých konstant z hodnot vstupních veličin.
2. Modifikovaný model je adekvátnější než původní model při simulaci reálného systému, v němž se používá vyprazdňování zásobníku sklizeče při jízdě.
3. Za použití modifikovaného modelu lze srovnat ekonomickou výhodnost obou způsobů vyprazdňování v konkrétních případech.

Přehled použitých symbolů

t_v	— doba vyprazdňování zásobníku sklizeče do ložného prostoru dopravního prostředku (min)
n_u	— maximální možný počet násypek v ložném prostoru dopravního prostředku
v_v	— množství produktu odcházejícího za 1 minutu ze zásobníku při vyprazdňování (kg/min)
V_d	— kapacita ložného prostoru dopravního prostředku (l)
U	— výměra honu (ha)
h	— hektarový výnos (q/ha)
V	— kapacita zásobníku sklizeče (l)
γ	— objemová hmotnost produktu (kg/l)
g	— množství produktu předávaného při jedné obsluze (kg/sek)
v_{p1}	— množství produktu přicházejícího do zásobníku za 1 minutu (kg/min)
Q	— průchodnost sklizeče (kg/s)
k_Q	— koeficient využití průchodnosti sklizeče
s	— váhové množství produktu v 1 kg sklizené hmoty
λ	— $\frac{1-s}{s}$
r	— počet násypek nutných ke sklizni celého honu
t_s	— doba pobytu dopravního prostředku ve skladu (min)
S	— vzdálenost honu od skladu (km)
a	— charakteristika rozdělení náhodné veličiny Z (doby trvání poruchy sklizeče)
b	— maximální doba poruchy sklizeče (min)
p	— pravděpodobnost bezporuchového provozu při jednom plnění zásobníku sklizeče
k	— charakteristika rozdělení náhodné veličiny P , resp. B
x_1	— charakteristika rozdělení náhodné veličiny P , resp. B
v_p	— maximální hodnota veličiny P
v_b	— maximální hodnota veličiny B
A	— charakteristika rozdělení náhodné veličiny P , resp. B
o_k	— odpisy jednoho sklizeče za 1 minutu provozu (Kčs)
p_k	— náklady na pohonné hmoty pro 1 sklizeč za 1 minutu provozu (Kčs)
m_k	— mzda obsluhy jednoho sklizeče za 1 minutu jízdy (Kčs)
μ_k	— mzda obsluhy jednoho sklizeče za 1 minutu prostoje (Kčs)
u_k	— náklady na opravy jednoho sklizeče za 1 minutu provozu (Kčs)
o_d	— odpisy jednoho dopravního prostředku za 1 minutu provozu (Kčs)
p_d	— náklady na pohonné hmoty pro 1 dopravní prostředek za 1 minutu provozu (Kčs)
m_d	— mzda obsluhy jednoho dopravního prostředku za 1 minutu provozu (Kčs)
u_d	— náklady na opravy jednoho dopravního prostředku za 1 minutu provozu (Kčs)
n_k	— počet sklizečů ve skupině
n_d	— počet dopravních prostředků obsluhujících sklizeče
T_c	— celková doba sklizně daného honu (min)
Y	— průměrné náklady sklizně na daném honu (Kčs)
K	— maximální počet dopravních prostředků přicházejících v úvahu pro obsluhu n_k sklizečů
α	— $\frac{K}{n_k}$
N	— maximální počet sklizečů přicházejících v úvahu při skupinovém nasazení na daném honu
C_v	— maximální přípustná cena výpočtu (Kčs)
v_m	— maximální počet variant, které lze počítat při daném C_v
t	— průměrná doba trvání výpočtu jedné varianty (min)
c	— cena jedné hodiny výpočtu (Kčs)
Y_e	— minimální průměrné náklady, za nichž by se provedla sklizeň daného honu při použití jakékoli jiné existující metody stanovení čísel n_k, n_d

Literatura

- PROKOP K., LINHART F., 1972, Stochastický model dynamiky soustavy „sklizeče—dopravní prostředky—sklad“ a jeho použití pro simulaci na samočinném počítači. Zem. technika 6-7 : 347-362.
- PROKOP K., LINHART F., DUŠEK A., 1972, Systémový model sklizně obilovin založený na simulaci pomocí samočinného počítače. Příloha čas. Zem. ekonomika 9-10 : 163-178.

Došlo dne 7. 6. 1972

ПРОКОП К. (Сельскохозяйственный институт, Прага, Чехословакия). Модификация модели «уборочные машины — транспортные средства — склад». Zem. technika 19 (3) : 135-142, 1973.

Статья связана тематически с работой, в которой описана стохастическая модель динамики системы «уборочные машины — транспортные средства — склад» и ее применение для оптимизации количества уборочных машин и транспортных средств. Модель основана на условии, что при опорожнении бункера в кузов транспортного средства уборочная машина стоит на одном месте. Описанная же в статье модель предполагает, что это опорожнение происходит во время проездов уборочной машины. Новая модель отличается от старой лишь способом вычисления некоторых постоянных на основе входных величин. Кроме того, в статье приводится пример сопоставления экономического преимущества обоих способов опорожнения.

стохастическая модель; динамика системы; уборочная машина; симуляция; цифровая вычислительная машина

PROKOP K. (University of Agriculture, Prague, Czechoslovakia). *Modification of the Model „Harvester — Means of Transport — Store“*. Zem. technika 19 (3) : 135-142, 1973.

The article follows up with the papers describing the stochastic model of the dynamics of the system „harvesters — means of transport — store“ and its use in the optimization of the numbers of harvesters and means of transport. The model is based on the assumption that the harvested material is discharged from the harvester storage bin to the loading space of the means of transport when the harvester is stopped. The new model, described in the paper is based on the assumption that the harvested material is discharged into the means of transport during the operation of the harvester. The new model differs from the original one only in the method of the calculation of some constants from the values of the input data. Furthermore, the paper shows an example of a comparison of the two methods of harvester storage bin emptying.

stochastic model; dynamics of the system; harvester; simulation; digital computer

PROKOP K. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha, Tschechoslowakei). *Modifikation des Modells „Erntemaschine-Transportmittel-Lager“*. Zem. technika 19 (3) : 135-142, 1973.

Der Aufsatz knüpft auf die Arbeiten an, wo das stochastische Modell der Dynamik des Systems „Erntemaschinen — Transportmittel — Lager“ und dessen Anwendung bei der Optimierung der Anzahl von Erntemaschinen und Transportmittel beschrieben wird. Das Modell beruht auf der Voraussetzung, daß die Entleerung des Erntemaschinenbunkers in den Laderaum des Transportmittels bei stillstehender Erntemaschine erfolgt. Im vorliegenden Aufsatz ist ein Modell beschrieben, das auf der Voraussetzung beruht, daß die Entladung des Erntemaschinenbunkers in den Laderaum des Transportmittels fahrend erfolgt. Das neue Modell unterscheidet sich von dem ursprünglichen nur in der Berechnungsweise einiger Konstanten aus den Werten der Eingangsgrößen. Weiter wird im Aufsatz ein Beispiel des Vergleichs der ökonomischen Vorzüge beider Entleerungsweisen dargelegt.

stochastisches Modell; Dynamik des Systems; Erntemaschine; Simulation; Ziffernrechner

Adresa autora:

Karel Prokop, prom. ped., katedra matematiky, mechanizační fakulta, VŠZ, 160 21 Praha 6 - Suchbát

VÝVOJ ENERGETICKÉ NASYCENOSTI PRACOVNÍHO ČASU POLNÍCH TRAKTOROVÝCH SOUPRAV V ZEMĚDĚLSKÝCH SOCIALISTICKÝCH PODNICÍCH ČSSR

J. Oubrecht

Vysoká škola zemědělská, Praha - Suchbátka

OUBRECHT J. *Vývoj energetické nasycenosti pracovního času polních traktorových souprav v zemědělských socialistických podnicích ČSSR.* Zem. technika 19 (3) : 143-149, 1973.

Postupné zavádění traktorů vyšších výkonnostních tříd do zemědělského provozu umožní zakončit jednotlivé práce včas, ale v průměru se časové využití průměrného traktoru za rok neprodlouží. Tato skutečnost zcela zákonitě podpoří současnou tendenci prodlužování doby použití traktorů v čs. zemědělství. Bude tedy správné, aby se norma pro vrakování traktorů, uvedená ve vyhlášce č. 76 z r. 1966 sb., změnila z předepsaných let na počet hodin odpracovaných za životnost. Již současný stav neodpovídá požadavkům uvedené vyhlášky. Energetická nasycenost pracovního času polních souprav energií traktorů je přímo závislá na měrném výkonu ($k \text{ ha}^{-1}$) a nepřímo na měrných časových nákladech ($h \text{ ha}^{-1}$). Je také možné vyjádřit energetickou nasycenost pracovního času traktorů jako poměr výkonu motoru průměrného traktoru k počtu hodin, které tento traktor odpracuje za rok nebo sezónu.

pracovní čas; energetická nasycenost pracovního času; včasnost provedení operace; ztráty

Včasné provedení polních prací je v úzké souvislosti s výkonností traktorových souprav a s jejich časovým a tahovým využitím v průběhu roku nebo sezóny. Většina polních prací má sezónní charakter, což vyžaduje jednoúčelové a výkonné soupravy, mají-li být práce kvalitní a včas. V literatuře (Souhrada 1971, Špelina, Souhrada 1971) je uváděn součinitel včasnosti operace k_t . Velikost tohoto součinitele nebyla zatím pro československé podmínky stanovena. Ztráty sklizňové nebo na výnosu, které byly zaviněny pozdním, tj. nevčasným provedením operace, vyjadřuje rovnice

$$y = k_t \cdot x$$

kde: x — průběh času

Nedodrželi-li se požadovaná včasnost provedení práce, ať již jde o operaci při přípravě půdy nebo při sklizni, dochází ke ztrátám, které eliminují výhodu vysokého časového využití soupravy (Souhrada 1971). Na včasnost prací v polní výrobě má v současné době největší vliv energetická nasycenost pracovního času energií traktorů. Pod energetickou nasyceností pracovního času si představujeme vztah mezi výkonem motoru průměrného traktoru a počtem hodin, které průměrný traktor za rok odpracuje. Čím je větší energetická nasycenost pracovního času traktorových polních souprav, tím je horší časové využití traktorů, ale dochází ke včasnému ukončení jednotlivých operací v agrotechnických lhůtách. Pod pracovním časem si představujeme počet hodin, které odpracoval průměrný traktor za rok nebo za sezónu, pokud se sezóna kryje s rokem.

Bylo dokázáno (Oubrecht 1968), že v r. 1967 průměrný traktor odpracoval při 50% využití tahových sil cca 800 h rok⁻¹. Tato skutečnost je zcela evidentní, protože průměrný traktor spotřeboval v letech 1963 až 1967 4800 l motorové nafty za rok. Efektivní výkon motoru průměrného traktoru v r. 1967 byl 35 k (Oubrecht 1968, 1971). Má-li být analyzována nasycenost pracovního času traktorů — T_{sez} za poslední leta, bude třeba znát vývoj instalovaného výkonu v průměrném traktoru a vzít v úvahu prognózu do r. 1980. Dále bude nutné počítat s průměrnou polní soupravou, kterou vyjádříme měrným odporem soupravy. Předpokládáme, že měrný odpor průměrné polní soupravy v ČSSR je $\alpha = 270 \text{ kp m}^{-1}$.

V ČSSR se za posledních dvacet let zvýšil výkon motoru průměrného traktoru dvakrát (Oubrecht, Oubrechtová 1972) a za dalších osm let by se měl zdvojnásobit (Persp. směry... 1972). Dodávky traktorů vyšších výkonnostních tříd stále porostou, i když počty traktorů nebudou mít tak příkrý křivku růstu, jako tomu bylo v minulých letech. Absolutní počet traktorů používaných v čs. zemědělství neustále roste; při konstantním množství zemědělské půdy klesá jejich roční využití a prodlužuje se doba jejich použití v zemědělských podnicích (Oubrecht, Oubrechtová 1972). K 1. 1. 1970 bylo instalováno v motorech traktorů (v socialistických zemědělských podnicích ČSSR) 5 783 105 k. Za osm let, tj. v r. 1980, se má tento počet instalovaných koní v traktorových motorech více než zdvojnásobit a dosáhnout 12,2 až 14,8 miliónů koňských sil. Tato skutečnost podstatně ovlivní energetickou nasycenost pracovního času traktorových souprav v r. 1980.

VÝPOČET UKAZATELE ENERGETICKÉ NASYCENOSTI PRACOVNÍHO ČASU PRŮMĚRNÉ TRAKTOROVÉ SOUPRAVY P_{ht}

Ukazatel P_{ht} , vypočtený pro delší časovou řadu, ukazuje, jak v ČSSR rok od roku stoupá energetická nasycenost pracovního času traktorů. Tento ukazatel má podobný charakter jako součinitel včasnosti a jeho vysoké hodnoty ukazují na dostatek energie v průběhu pracovního času.

I. Energetická nasycenost pracovního času zemědělských traktorových souprav v polní výrobě ČSSR

Rok	n ks	P_p k	P_e k	F_e v mil. ha	P_{ha} k ha ⁻¹	T_{ha} h ha ⁻¹	P_{ht} k h ⁻¹	$T_{sez(rok)}$ h sez ⁻¹
1965	125 391	37,5	4 702 162	7,10	0,662	19,82	0,046	800
1966	127 143	37,9	4 718 719	7,08	0,665	20,15	0,046	800
1967	130 554	38,7	5 052 439	7,07	0,713	20,78	0,048	800
1968	133 215	39,6	5 275 314	7,06	0,746	21,23	0,049	800
1969	134 432	41,0	5 508 022	7,04	0,781	21,50	0,051	800
1970	136 394	42,4	5 783 105	7,03	0,822	21,86	0,053	800
1980	160 000*	92,8	14 852 800	7,00	2,122	16,32	0,130	700

* — plánovaný údaj (Perspektivní směry... 1972)

n — počet traktorů v jednotlivých letech (v kusech)

P_p — výkon motoru průměrného traktoru (k)

P_e — instalovaný výkon ve všech traktorových motorech (k)

F_e — výměra zemědělské půdy (ha)

V tab. I. jsou převzaty počty traktorů a výměra zemědělské půdy ze statistické evidence. $T_{sez(rok)}$ jsou hodiny odpracované průměrným traktorem za rok při 50% využití tahového výkonu. Instalovaný výkon v průměrném traktoru P_p je vypočítán váženým průměrem. Instalovaný výkon ve všech traktorech určitého roku

$$P_c = n \cdot P_p \quad (k)$$

kde: n — počet fyzických traktorů kalendářního roku

Měrný výkon

$$P_{ha} = \frac{P_c}{F_c} \quad (k \text{ ha}^{-1})$$

kde: F_c — výměra zemědělské půdy

$$T_{ha} = \frac{n \cdot T_{sez}}{F_c} \quad (h \text{ ha}^{-1})$$

$$P_{ht} = \frac{P_{ha}}{T_{ha}} \quad (k \text{ h}^{-1})$$

kde: T_{ha} — počet hodin připadajících na 1 ha

V tab. I je vypočítán ukazatel energetické nasycenosti pracovního času T_{sez} energií traktorů. Postup při výpočtu byl následující:

Do výpočtu jsme zadali měrný odpor průměrné soupravy používané v ČSSR $\alpha = 270 \text{ kp m}^{-1}$, tahovou účinnost traktoru $\eta_h = 0,5$, součinitel využití času $T_{sez(rok)}\tau = 0,7$.

Jak již bylo zdůrazněno, představuje $T_{sez} = 800 \text{ h rok}^{-1}$ (popřípadě za sezónu) počet hodin odpracovaných průměrným traktorem během kalendářního roku při 50% využití tahového výkonu. Kolové traktory jsou v čs. zemědělství dominantní a jejich tahová účinnost je cca 0,5. Součinitel využití času τ dále omezuje čas $T_{sez(rok)}$ (Oubrecht 1968).

VÝPOČET VÝKONNOSTI PRŮMĚRNÉ POLNÍ SOUPRAVY — W

$$W = 27 \cdot \frac{P_p \cdot \eta_h}{\alpha} = 0,035 P_p \quad (\text{ha h}^{-1}) \quad (1)$$

V roce 1970 byla průměrná výkonnost souprav v polní výrobě $1,483 \text{ ha h}^{-1}$, v r. 1980 dosáhne $3,248 \text{ ha h}^{-1}$.

Velmi důležitým ukazatelem v mechanizované polní výrobě je počet operací, které je možno vykonat na jednom hektaru zemědělské půdy se současným nebo plánovaným počtem traktorů. Jestliže v r. 1970 připadalo na jeden hektar $21,86 \text{ h}$ průměrného traktoru při průměrné výkonnosti $1,433 \text{ ha h}^{-1}$, představovaly každoročně tyto hodnoty $32,43$ operací na jeden hektar zemědělské půdy. Oubrecht (1968) udává, že cca 50 % času práce traktorů připadá na dopravu, ale i v tomto případě bylo možné v r. 1970 uskutečnit na každém hektaru zemědělské půdy $16,2$ operace. V r. 1980 bude možné uskutečnit na každém hektaru zemědělské půdy až $26,4$ operace, charakterizované měrným odporem soupravy $\alpha = 270 \text{ kp m}^{-1}$. Plodiny pěstované v ČSSR nevyžadují ve svém průměru tak velký rozsah operací na hektaru, a proto bude možné dále snižovat čas $T_{sez(rok)}$, což povede ještě k vyšším hodnotám ukazatele energetické nasycenosti času $T_{sez(rok)}$. V tab. I počítáme pro r. 1980 s průměrným ročním časovým využitím $700 \text{ h tr}^{-1} \text{ rok}^{-1}$, protože i tak vychází dostatečný počet operací na hektar zemědělské půdy (obr. 1).

KRYTÍ PRACOVNÍCH ŠPIČEK VÝKONNÝMI POLNÍMI SOUPRAVAMI, VE KTERÝCH JE ENERGETICKÝM ZDROJEM TRAKTOR

Bylo již uvedeno, že není možné počítat s větším tahovým využitím traktorů v průběhu roku než 50% (Oubrecht 1968). Při stále se zvyšujícím výkonu motoru průměrného traktoru má a bude mít čs. zemědělství vyšší rezervu výkonu v traktorových motorech, a tím i ve výkonnosti polních souprav. Tato rezerva bude stále lépe pokrývat sezónní špičky. Přechod od univerzálních traktorů k speciálním je výsledkem stále se snižujícího časového využití univerzálních traktorů a nižší kvality jejich práce. Speciální polní souprava v polní výrobě má zcela určitou, tj. omezenou, sezónní nebo roční výkonnost danou půdními, klimatickými a velikostními podmínkami zemědělského podniku nebo sdružení. Jestliže připadne na jednu soupravu v meziřádkové kultivaci plocha A na jeden kultivační traktor a je-li znám čas T_{sez} , ve kterém je třeba práci ukončit, aby výnos neklesal, můžeme z rovnice (2) odvodit rovnici (3), která určuje, jaký je třeba instalovat motor do průměrného kultivačního traktoru.

$$A = 27 \frac{P \cdot \eta_h}{\kappa} \cdot \tau \cdot T_{sez} \quad (\text{ha sez}^{-1}) \quad (2)$$

$$P = \frac{A \cdot \kappa}{27 \cdot \eta_h \cdot T_{sez}} = \frac{A \cdot 20}{\tau \cdot T_{sez}} \quad (\text{k}) \quad (3)$$

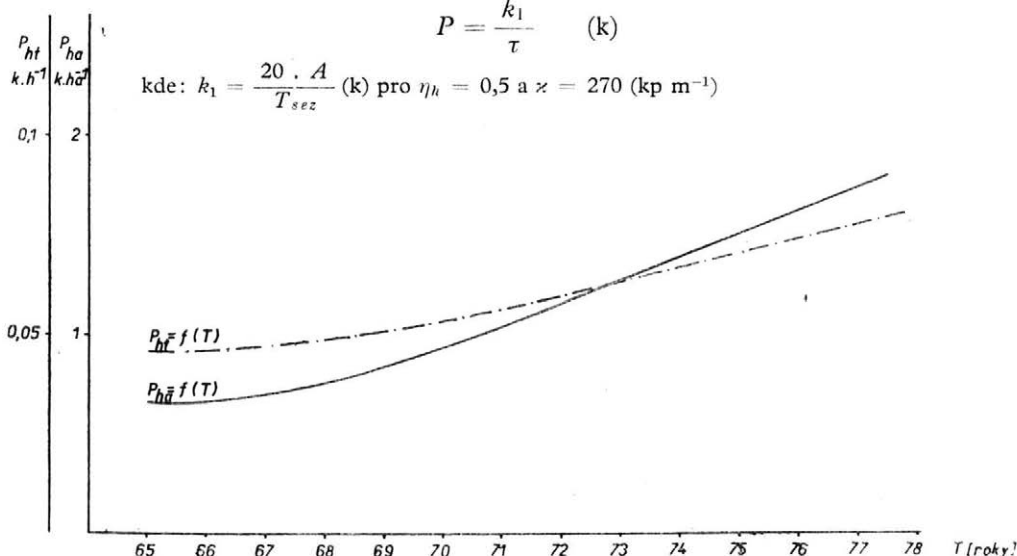
Každý výsledek vypočtený na základě rovnice bude třeba zvětšit o tolik procent, o kolik je využití tahového výkonu menší než 100 %.

V ČSSR nejsou zatím všechny zemědělské podniky vybaveny komplexní mechanizací v polní výrobě, a proto se v některých podnicích nebo při některých technologiích práce opoždují. Jedním z hlavních důvodů, proč není operace udělána včas, je vysoké časové využití traktorů příslušné třídy. To znamená, že podnik nemá dostatečnou rezervu v motorech traktorů pro krytí špiček.

Pro grafické vyjádření závislosti instalovaného výkonu motoru v traktoru určeného pro určitou operaci na součiniteli τ , který nám dává možnost ještě korigovat čas $T_{sez(rok)}$, upravujeme rovnici (3) takto:

$$P = \frac{k_1}{\tau} \quad (\text{k})$$

$$\text{kde: } k_1 = \frac{20 \cdot A}{T_{sez}} \quad (\text{k}) \text{ pro } \eta_h = 0,5 \text{ a } \kappa = 270 \text{ (kp m}^{-1}\text{)}$$



1. Skutečný a výhledový vývoj energetické nasycenosti pracovního času P_{ht} a měrného výkonu P_{ha} do r. 1980

II. Závislost výkonu motoru průměrného traktoru (speciálního) na proměnné veličině τ

k_1	T_{sez}	τ	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
65	700	P	162	130	108	93	81	72
45,5	1000	P_1	114	91	76	65	57	50
30,3	1500	P_2	76	61	50	43	38	34

III. Závislost výkonu motoru průměrného traktoru (speciálního) na proměnné veličině T_{sez}

k_2	τ	T_{sez}	700	800	900	1000	1100	1200
65 000	0,7	P	93	81	72	65	59	54
56 875	0,8	P_3	81	71	63	57	51	47
50 555	0,9	P_4	72	62	56	50	46	42

$$P = \frac{k_2}{T_{sez}} \quad (\text{k})$$

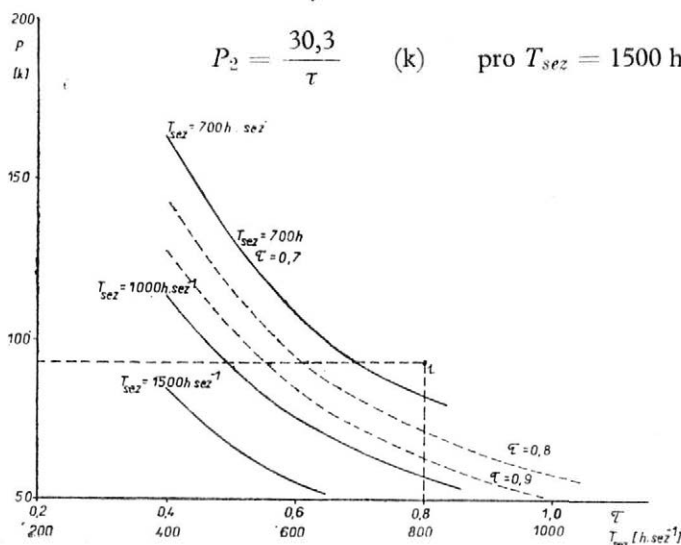
kde: $k_2 = \frac{20 \cdot A}{\tau}$ (kpm) pro $\eta_h = 0,5$ a $z = 270$ (kp m⁻¹)

Stanovili jsme plochu $A = 2275$ ha; na této ploše bude operace charakterizovaná měrným odporem soupravy v průběhu roku provedena. Jestliže je výpočet veden pro $T_{sez} = 700, 1000$ a 1500 h sez⁻¹, bude průběh funkce $P = f(\tau)$ následující:

$$P = \frac{65}{\tau} \quad (\text{k}) \quad \text{pro } T_{sez} = 700 \text{ h sez}^{-1}$$

$$P_1 = \frac{45,5}{\tau} \quad (\text{k}) \quad \text{pro } T_{sez} = 1000 \text{ h sez}^{-1}$$

$$P_2 = \frac{30,3}{\tau} \quad (\text{k}) \quad \text{pro } T_{sez} = 1500 \text{ h sez}^{-1}$$



2. Plnění agronomických podmínek v závislosti na průměrném výkonu motoru traktoru, součiniteli τ a ročním časovém využití průměrného traktoru

Na obr. 2 jsou znázorněny tři křivky, které představují limitní hranici, pod kterou se nemá jít, má-li být dodrženo včasné provedení operace. Jde o křivky, které jsou charakterizovány: $P = f(\tau)$ a každá křivka je vykreslena pro určitou hodnotu T_{sez} . Další dvě křivky představují funkci $P = f(T_{sez})$. Bod „1“ na obr. 2 ukazuje, že v r. 1980, ve kterém předpokládáme $T_{sez} = 700 \text{ h sez}^{-1}$, bude možné zakončit práce ještě za kratší časový úsek. Všechny body ležící nad příslušnou křivkou pro danou operaci splňují požadavek včasného provedení prací.

Literatura

- OUBRECHT J., OUBRECHTOVÁ H., 1972, Výpočet průměrného stáří strojů v socialistických zemědělských podnicích Československa. Zem. technika 18, 4 : 261-266.
 OUBRECHT J., 1968, Využití traktorů a zemědělských strojů v rostlinné výrobě aridních subtropů Východní Afriky. KDIS, VŠZ Praha.
 OUBRECHT J., 1971, On Some Problems of Exploitation of Draught Capacity of Tractors. Sborník VŠZ (ITSZ) 4 : 171-176.
 SOUHRADA J., 1971, Ekonomický efekt včasného provedení operace a jeho vliv na využití mechanizačních prostředků. Zem. technika 17, 6 : 397-403.
 SPELINA M., SOUHRADA J., 1971, Ekonomické hodnocení účinků zemědělské techniky. Metodiky, ÚVTI Praha.
 —, 1972, Perspektivní směry komplexní mechanizace zemědělství v ČSSR. ČAZ, VÚZT.

Došlo dne 7. 8. 1972

ОУБРЕХТ И. (Сельскохозяйственный институт, Прага-Сухдол, Чехословакия). Развитие энергетической насыщенности рабочего времени полевых тракторных агрегатов в сельскохозяйственных социалистических предприятиях ЧССР. Зем. техника 19 (3) : 143-149, 1973.

Постепенное внедрение тракторов высших классов мощности в сельскохозяйственное производство позволяет закончить отдельные работы вовремя, однако в среднем время использования трактора средней мощности в год не продлевается. Этот факт полностью закономерно поддерживает современную тенденцию продления срока использования тракторов в чехословацком сельском хозяйстве. Следовательно, правильно, чтобы норма для выхода из строя тракторов, приведенная в объявлении № 76 с 1966 г. (сб. законов), была переделана из предписанных годов на число часов, отработанных в срок службы. Современное состояние уже не отвечает требованиям, приведенным в объявлении. Энергетическая насыщенность рабочего времени полевых агрегатов энергии тракторов прямо пропорциональна удельной мощности (л. с. га⁻¹) и обратно пропорциональна удельной затрате времени (час. га⁻¹). Также можно выразить энергетическую насыщенность рабочего времени тракторов как отношение мощности двигателя среднего трактора к числу часов, отработанных этим трактором в год или сезон.

рабочее время; энергетическая насыщенность рабочего времени; своевременность проведения операции; потери

OUBRECHT J. (University of Agriculture, Praha - Suchdol, Czechoslovakia). *The Development of the Energetic Saturation of the Work-Time of the Field Tractor Units on the Socialist Farms in Czechoslovakia*. Zem. technika 19 (3) : 143-149, 1973.

The gradual introduction of higher-performance tractors in agricultural practice will make it possible to finish the individual operations in time, without increasing the time of the use of an average tractor per year. This will, naturally, support the existing trend of the prolongation of the time of the use of tractors in Czechoslovak agriculture. Hence it would be desirable to change the standard for the elimination of tractors from service (in Intimation no. 76, 1966 Col.) from the required years of service to hours of work per service life. It is even the present state in this field that does not meet the requirements of the mentioned standard. The energetic saturation of the work-time of field aggregates (with tractor energy) is directly

dependent on the specific performance (HP : hect.-⁻¹) and indirectly on the specific time costs (hours . hect.-⁻¹). It is also possible to express the energetic saturation of the work-time of tractors as the ratio of the engine power of an average tractor to the number of hours for which the tractor works per year or season.

working time energetic saturation of the working time; timeliness of carrying out of an operation; losses

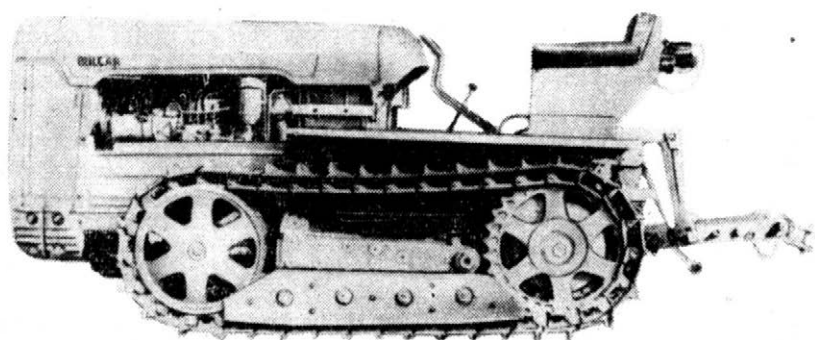
OUBRECHT J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha - Suchdol, Tschechoslowakei). *Entwicklung der energetischen Sättigung der Arbeitszeit von Feldschlepperaggregaten in den sozialistischen landwirtschaftlichen Betrieben in der ČSSR*. Zem. technika 19 (3) : 143-149, 1973.

Die fortschreitende Einführung der Schlepper von höheren Leistungskategorien in den landwirtschaftlichen Betrieb wird ermöglichen, einzelne Arbeiten rechtzeitig abzuschließen, aber im Durchschnitt wird sich die zeitliche Ausnutzung eines durchschnittlichen Traktors im Jahr nicht verlängern. Diese Tatsache wird gesetzmäßig die gegenwärtige Tendenz zur Verlängerung der Einsatzzeit der Schlepper in der tschechoslowakischen Landwirtschaft fördern. Es wird daher richtig sein, die im Erlaß Nr. 76 vom Jahre 1966 angegebene Norm für Außerbetriebnahme von verschlissenen Schleppern von den vorgeschriebenen Jahren in die Anzahl von abgearbeiteten Stunden während der Lebensdauer umzuwandeln. Schon der gegenwärtige Stand entspricht nicht den Anforderungen des angeführten Erlasses. Die energetische Sättigung der Arbeitszeit der Feldaggregate durch die Schlepperenergie ist direkt von der spezifischen Leistung ($k \cdot ha^{-1}$) und indirekt von den spezifischen Zeitaufwänden ($h \cdot ha^{-1}$) abhängig. Es ist auch möglich die energetische Sättigung der Arbeitszeit von Schleppern darzustellen als Verhältnis der Motorleistung des durchschnittlichen Schleppers zur Stundenzahl, die dieser Schlepper während des Jahres oder der Saison abarbeitet.

Arbeitszeit; energetische Sättigung der Arbeitszeit; Rechtzeitigkeit der Durchführung einer Operation; Verluste

Adresa autora:

Ing. Josef Oubrecht, CSc., Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha 6 - Suchdol



Traktor Bolgar TL-45

Pro traktor Bolgar TL-45 je charakteristický velký výkon a univerzálnost. Jeho velká pohyblivost zaručuje práci na malých plochách se sklonem terénu do 20°. Široká paleta neseného nářadí umožňuje úspěšné použití traktoru k obdělávání vinic, růžových plantáží, ovocných sadů, k výsadbě kávovníků, cukrové třtiny a řepy.

Agromachinaimpex

BULGARIEN



Vývozce: StHU Agromachinaimpex Bulharsko Sofia, Aksakova 5
telefon: 88 53 25 dálnopis: 022 563

DALŠÍ INFORMACE si vyžádejte na Bulharské obchodní misi, PRAHA I, KRAKOVSKÁ 6, ČSSR

POŽIADAVKY NA FUNKCIU DVERÍ A VRÁT STAJNÍ

K. Janáč

Ústav stavebníctva a architektúry SAV, Bratislava

JANÁČ K. *Požiadavky na funkciu dverí a vrát stajní*. Zem. technika 19 (3): 151-164, 1973.

Typizované dvere a vráta, používané v hromadnej účelovej výstavbe, majú po stránke tepelnoizolačnej určité nedostatky. Zlepšenie kvality umožňujú nové ľahké stavebné hmoty. Pokusy s dvomi druhmi experimentálnych dverí a vrát z hliníkového plechu a z dreva tomu plne nasvedčujú. Experimentálne vyhodnotenie hliníkových a drevených vrát v prevádzkových podmienkach bolo urobené na základe podrobných meraní, ktoré prebiehali v zimných mesiacoch v období extrémnych mrazov -19°C . Z teoretického a experimentálneho posúdenia oboch alternatív vrát možno vidieť, že teoretické výpočty sú takmer zhodné s experimentálnymi vyhodnoteniami. Obe alternatívy vrát majú dobrú tepelnoizolačnú schopnosť, vyhovujú všetkým technologickým požiadavkám v prevádzkových podmienkach v praxi a môžu byť odporúčané pre plné použitie v širšej opakovanej výstavbe stajní. Pri ich realizácii je treba venovať patričnú pozornosť ich výškovému osadeniu väčšej údržbe u príslušného okolia výjazdových vrát v období mrazov a snehového pokryvu.

súčiniteľ priestupu tepla; kondenzácia; vodná para; nové stavebné hmoty na báze chémie a kovu; polystyrén; hliník

Dvere a vráta tvoria súčasť obvodových konštrukcií stajní a sú vystavené veľmi často v prevádzkových podmienkach rôznym veľmi nepriaznivým účinkom. Ich počet je daný normou podľa množstva a systému ustajnených zvierat v jednom objekte, podľa stupňa bezpečnosti stavby proti ohňu, podľa dispozičného usporiadania interiéru a podľa požadovanej prevádzky v chove zvierat.

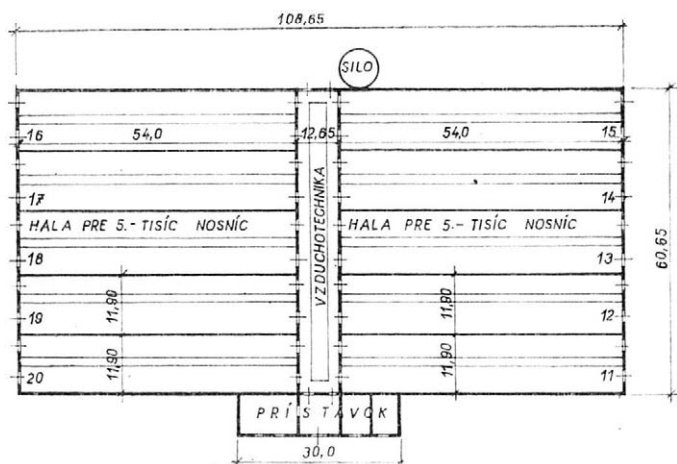
Stajňovú klímu ovplyvňujú: teplota vzduchu, vlhkosť vzduchu, rýchlosť prúdenia vzduchu, obsah škodlivých plynov, prašnosť v ovzduší, fyzikálne vlastnosti obvodových častí konštrukcií a s tým súvisiace ich vnútorné povrchové teploty.

Podľa požiadaviek odborovej normy ON — 73 4502 (1968) a tiež z požiadaviek praxe dvere a vráta nesmú narušovať ani v jednom ročnom období požadovanú klímu, musia urýchľovať prevádzku aj v čase mrazov a snehu a musia byť dostatočne odolné a trvanlivé proti mechanickému poškodeniu. V praxi, ako je známe, stretávame sa s mnohými nedostatkami dverí a vrát, na ktoré chceme v článku poukázať.

NEDOSTATKY TYPIZOVANÝCH DVERÍ A VRÁT V PRAXI

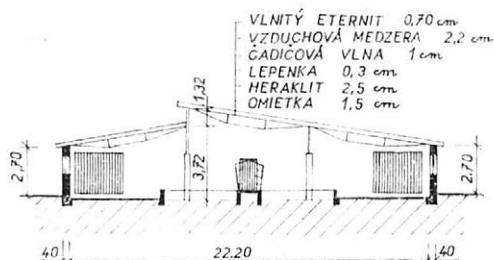
Hlavnú príčinu, prečo naše typizované dvere a vráta v praktických podmienkach často nevyhovujú prevádzke a klíme stajni, treba vidieť v širšom poňatí.

V mnohých prípadoch zavádzanie automatizácie do technológie chovu zvierat zmenilo podstatne aj dispozičné riešenie objektu. Komunikačné plochy sa obmedzili iba na kontrolné a manipulačné chodby a tým aj požiadavky na pôvodnú tvrdú prevádzku dverí respektíve vrát sa podstatne zlepšili. Ide najmä o progresívny vývoj automatizácie v chove hydiny (obr. 1, 2), v chove ošipaných (obr. 3, 4) a čiastočne aj v chove dobytká (obr. 5, 6). Pomalšie zavádzanie mechanizácie do technológie chovu bolo badateľné v poslednom období iba v chove oviec (obr. 7, 8).

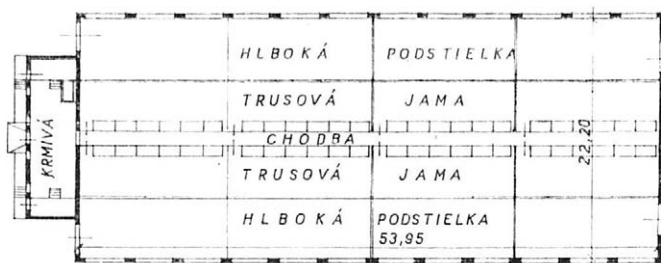


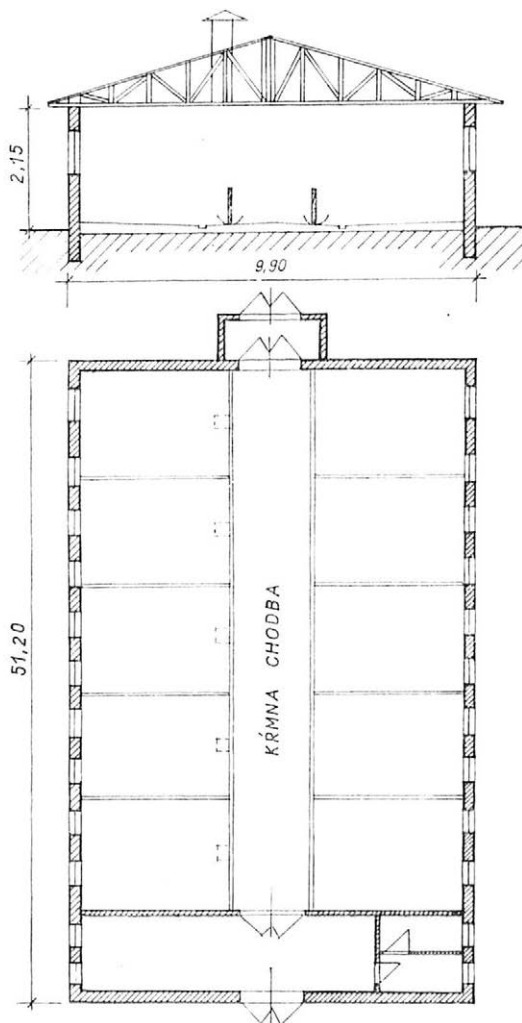
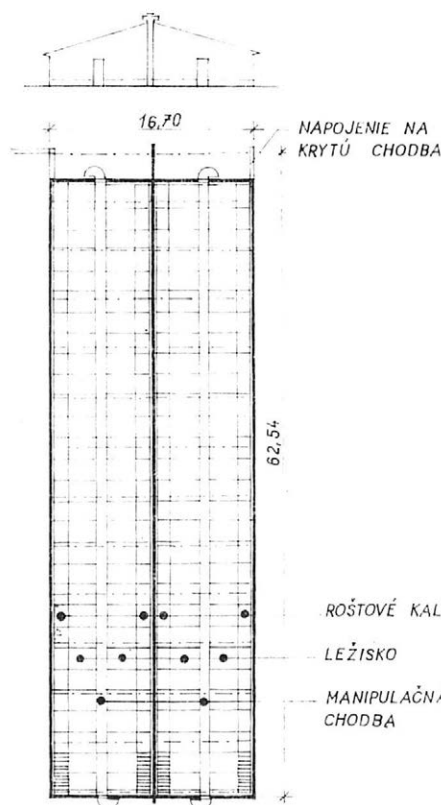
1. Pôdorys monobloku bez okien pre chov 50 tis. nosníc s intenzívnym chovom

OBJEKT PRE 50 000 NOSNÍC



2. Pôdorys a rez objektu pre 5 tisíc nosníc s intenzívnym chovom



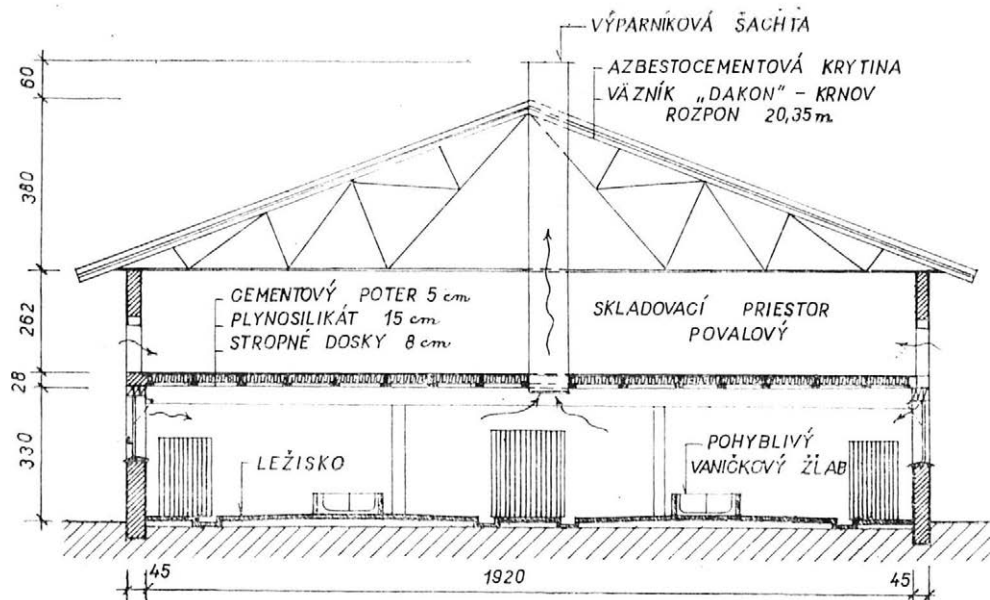


3. Pôdorys a rez objektu pre výkrm 1160 ks ošípaných s plnou automatizáciou chovu

4. Pôdorys výkrmne ošípaných pre 500 ks s čiastočnou mechanizáciou zakladania krmiva do žlabov

Nedostatočná tepelnoizolačná schopnosť dverí a vrát, ktorú norma ON — 73 4519 a ďalšie normy ON predpisujú pri minimálnej hodnote $k \geq 2,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$, nie je vždy v praxi splnená. To je príčinou toho, že aj pri predpísanej relatívnej vlhkosti vzduchu v objekte $q_{i \max} = 85 \%$, ktorá je — ako je známe — v zimnom období ešte prekračovaná až na 95% , dochádza potom na vnútorných povrchoch ku kondenzovaniu vodnej pary. Kondenzovaná vodná para je z časti pohlcovaná drevom a zvyšok steká na prah, kde zamrzá. Nasledky uvedeného stavu sa potom veľmi rýchlo prejavujú tým, že násilné otváranie zamrznutých dverí a krídel vrát je príčinou ich mechanického poškodenia a navyše nasiaknuté drevo vylučuje zatváranie a tým aj tesnenie dverí a vrát. Okrem toho, ako uvedieme v ďalšom teoretickom výpočte, vzniká v konštrukcii dverí a vrát kondenzačná zóna, ktorá spolu s nasiakavosťou dreva spôsobuje veľmi rýchle poškodenie a opotrebovanie konštrukcie hnilobou.

Netesnosť dverí a vrát a ich mechanické poškodenie najmä v zimnom období môže byť spôsobené aj ich nesprávnym výškovým osadením k vonkajšiemu povrchu terénu. Namrznutá pôda sa vzdúva a neudržiavanie čistoty a poriadku pred vrátami v čase mrazov a snehového pokrovu je príčinou ďalšieho mechanického poškodenia a znehodnotenia dverí a vrát.

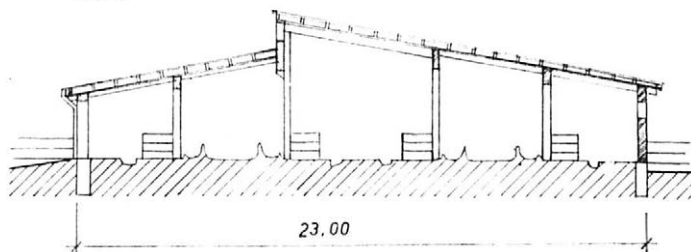


5. Rez štvorradového objektu pre ustajnenie 200 ks dojníc so zakladaním krmiva pomocou posuvného žľabu

I. Označenie a rozmery typizovaných dverí a vrát podľa katalogu Agroprojektu

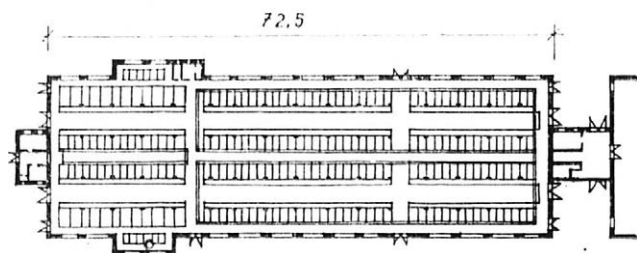
Označenie typu a číslo	Rozmery v cm	Hrúbka v mm	Počet krídiel v ks	Počet dielov v ks	Koeficient prístupu tepla k v kcal/m ² h °C
1 DJ	85 . 95	46	1	1	2,02
2 DJ	70 . 197	46	1	1	2,02
3 DJ	85 . 197	46	1	1	2,02
4 DD	90 . 197	46	2	1	2,02
5	120 . 197	46	2	1	2,02
6 DD	145 . 197	46	2	1	2,02
7 DDŠ	160 . 197	46	2	1	2,02
8 DD	175 . 197	46	2	1	2,02
9 DD	120 . 220	46	2	1	2,02
10 DDŠ	130 . 220	46	2	4	2,02
11 DDŠ	130 . 197	46	2	4	2,02
12 DD	120 . 260	46	2	1	2,02
13 DD	160 . 260	46	2	1	2,02
14 DDŠ	160 . 260	46	2	4	2,02
15 DDŠ	180 . 260	46	2	4	2,02
16 DDŠ	160 . 290	46	2	4	2,02
17 DDŠ	180 . 290	46	2	4	2,02
18 VR	300 . 300	22	2	s dvierkami	2,95

REZ



6. Pôdorys a rez štvorradového objektu pre ustajnenie 200 ks dojníc so zakladaním krmiva do žľabu pomocou traktora s vlečkou

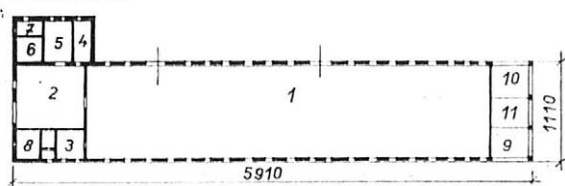
PÔDORYS



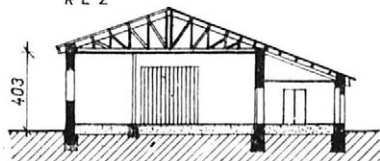
HODNOTENIE TYPIZOVANÝCH — VZOROVÝCH DVERÍ A VRÁT

V tab. I uvádzame rozmery všetkých druhov dverí a vrát vybraných z katalógu ako vzorové projekty pre opakovanú poľnohospodársku výstavbu. Ako vyplýva z detailu na obr. 9, všetky dvere a vráta (typu DJ, DD a DDS) pozostávajú z dvoch vrstiev mäkkého dreva o hrúbke vrstvy 22 mm, medzi ktoré je vložená nepieskovaná lepenka. Celková hrúbka konštrukcie je 46 mm. Hrúbka vrát typu VR podľa tab. I je iba 22 mm.

PÔDORYS



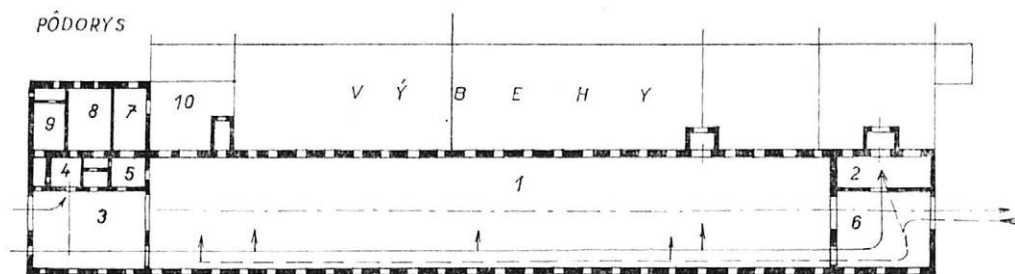
REZ



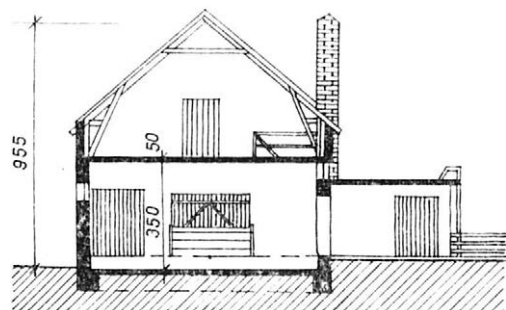
LEGENDA

- 1- USTAJŇOVACÍ PRIESTOR
- 2- PRÍPRAVOVŇA
- 3- DENNÁ MIESTNOSŤ
- 4- UMÝVAREŇ
- 5- MLIEČNICA
- 6- SKLAD SYRA
- 7- PRÍRUČNÝ SKLAD
- 8- SKLAD JADRA
- 9- SKLAD STELIVA
- 10- SKLAD OBJEM. KRMIVA
- 11- PREJAZD

7. Pôdorys a rez objektu bez skladovacieho poväľového priestoru pre zimné ustajnenie oviec v južných oblastiach



REZ



LEGENDA:

1. USTAJŇOVACÍ PRIESTOR
2. ODDelenie pre BARANOV
3. PRÍPRAVOVNÁ KRMÍV
4. SKLAD JADRA
5. DENNÁ MIESTNOSŤ
6. KONCOVÁ ČASŤ
7. UMÝVAREŇ
8. SYRÁREŇ
9. SKLAD SYRA
10. PRÍSTREŠOK PRE DOJÁREŇ

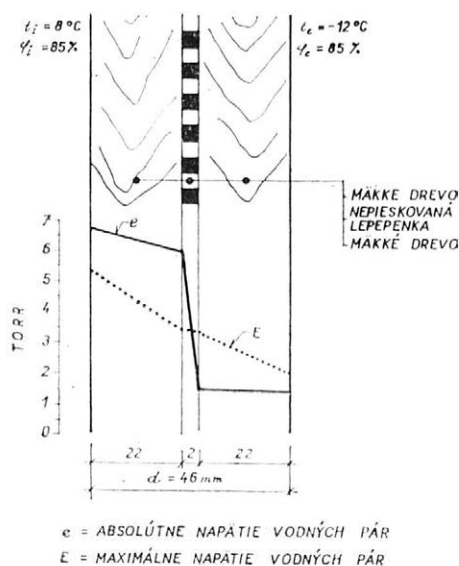
8. Pôdorys a rez objektu s povalovým skladovacím priestorom pre zimné ustajnenie oviec v horských oblastiach

Ako vyplýva z hodnôt v tab. I, všetky dvere a vráta č. 1 až 17 majú iba minimálnu tepelnoizolačnú schopnosť $k = 2,02 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$, ktorú požaduje pre stajňové objekty norma ON — 73 4519 (1963) a ďalšie odborové normy. Vráta č. 17 pri $k = 2,95 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ nespĺňajú ani požiadavku normy a sú z hľadiska teplotníky značne poddimenzované.

Výpočet hodnoty k bol urobený pri nasledovných okrajových podmienkach:

$$t_i = 8^\circ\text{C}, \quad t_e = -12^\circ\text{C}$$

$$q_i = 85\%, \quad q_e = 85\%$$



9. Detail konštrukcie typizovaných dverí a vrát

V tab. II uvádzame hodnoty koeficientov tepelnej vodivosti stavebných hmôt, ktoré boli na typizované dvere a vráta použité, alebo s ktorými je možné pri navrhovaní nových konštrukcií uvažovať.

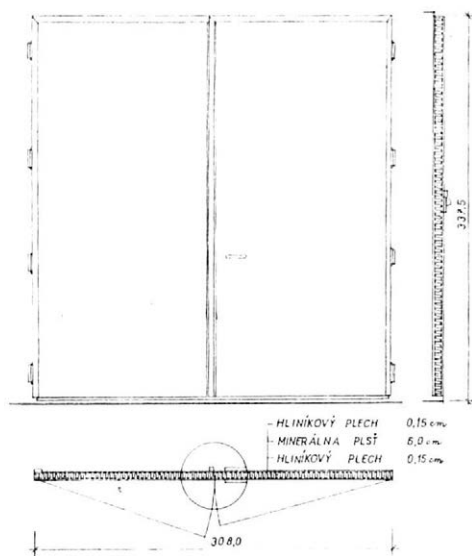
Výpočtom teplotného spádu v konštrukcii dverí a vrát č. 1 až 17 sme dospeli ďalej k výsledku, že pri hrúbke konštrukcie 46 mm a pri nevhodnom umiestnení nepieskovanej lepenky v strednej časti konštrukcie vzniká nebezpečie kondenzačnej zóny (obr. 9). Teoretickým výpočtom bolo

II. Fyzikálne vlastnosti stavebných hmôt použitých do konštrukcie dverí a vrát
(ČSN 73 0540 1964)

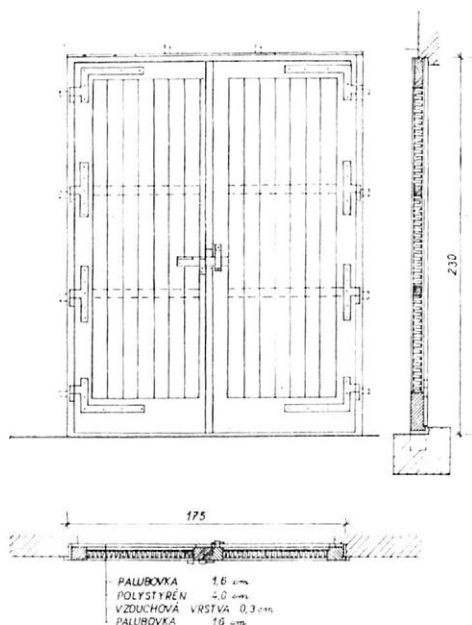
Stavebný materiál	Objemová hmotnosť ρ v kg/m^3	Koeficient tepelnej vodivosti λ v $\text{kcal/m h } ^\circ\text{C}$	Hrúbka vrstvy v cm
Drevo mäkké	600	0,150	2,20
Nepieskováná lepenka	1100	0,180	0,20
Hliníkový plech	2700	175,000	0,15
Minerálna plst	110	0,033	6,00
Polystyrén	36	0,035	4,00
Vzduch pri $0\text{ }^\circ\text{C}$	1,25	0,020	0,70

tiež preukázané, že na vnútornom povrchu dverí a vrát dochádza v zimnom období ku kondenzovaniu vodnej pary už pri relatívnej vlhkosti vzduchu v stajni 82,26 % až 69,57 %.

Z celkového posúdenia typizovaných dverí a vrát vyplýva, že sú pre stajne nevyhovojujúce. Pri danej tepelnoizolačnej schopnosti by mohli prichádzať do úvahy iba v prípadoch, keby všetky vstupy do objektu boli opatrené súčasne závetrím. V takom prípade by išlo o nasledovnú skladbu: dvere vonkajšie, závetrie, dvere vnútorné, čo normy ON v niektorých prípadoch tiež vyžadujú. V praxi sa často stretávame s prípadmi, keď za teploty dverí a vrát v zimnom období si riešia ošetrovatelia sami tým, že vchodové dvere a vráta vyplňajú z vnútornej strany balíkmi slamy, najmä v objektoch pre chov hydiny. V tomto prípade je to tiež možné riešenie, i keď je iba núdzové.



10. Nový návrh na konštrukčné riešenie dverí a vrát z hliníkového plechu s izolačnou vrstvou z minerálnej plsti



11. Nový návrh na konštrukčné riešenie dverí a vrát z dreva s izolačnou vrstvou z polystyrénu

NÁVRH NA ZLEPŠENIE KVALITY KLÍMY STAJNI ÚPRAVOU DVERÍ A VRÁT

Obmedzenie tepelných strát cez zimné obdobie konštrukciami dverí a vrát umiestnených v obvodových častiach stajni je možné riešiť dvomi spôsobmi. Za danej kvality tepelnoizolačných schopností dverí a vrát je treba pred všetky vstupné dvere a vráta zariaďovať závetrie, alebo je nutné navrhnúť nové kvalitnejšie riešenie dverí a vrát. Veľkú možnosť na zateplenie konštrukcii dverí a vrát nám dávajú v súčasnom období najmä nové ľahké stavebné hmoty, vyrábané na báze chémie a metalurgie. Prvé kroky v tomto smere už boli aj urobené. Vývojové pracovisko Poľnohospodárske stavby v Bratislave navrhlo dva nové zdokonalené typy dverí a vrát, ktorých kvalitu sme si overovali cez zimné obdobie aj v objekte v prevádzkových podmienkach (Preiner 1968, Janáč 1971).

Na obr. 10 uvádzame prvú alternatívu konštrukčného riešenia dverí a vrát v skladbe hmôt:

hliníkový plech 15 mm

minerálna plsť 60 mm

hliníkový plech 15 mm

Celková hrúbka konštrukcie $d = 90$ mm

Na obr. 11 uvádzame druhú alternatívu konštrukčného riešenia dverí a vrát v skladbe hmôt:

mäkké drevo na pero a drážku 25 mm

polystyrén 40 mm

vzduchová uzavretá vrstva 7 mm

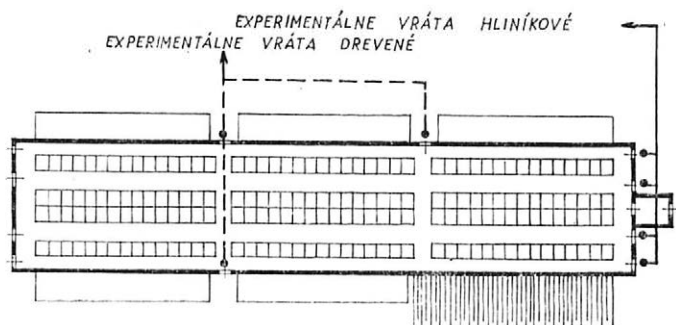
mäkké drevo na pero a drážku 25 mm

Celková hrúbka konštrukcie $d = 97$ mm

III. Tepelnoizolačné vlastnosti dverí a vrát

Druh dverí a vrát	Skladba hmôt	Celková hrúbka konštrukcie v mm	Tepelný odpor R_0 v $\text{m}^2 \text{h}^\circ\text{C}/$ /kcal	Koeficient priestupu tepla k v $\text{kcal}/$ /m ² h °C	Pripustná relatívna vlhkosť φ_i v %
Typizované dvere a vráta č. 1 až 16	mäkké drevo nepieskovaná lepenka mäkké drevo	46	0,496	2,020	82,26
Typizované dvere a vráta č. 17	mäkké drevo	22	0,339	2,950	69,57
Nové hliníkové dvere a vráta	hliníkový plech minerálna vata hliníkový plech	90	2,011	0,496	100
Nové drevené dvere a vráta	mäkké drevo polystyrén vzduchová vrstva mäkké drevo	97	1,667	0,599	90,10

12. Pôdorys objektu T-174-9 s označením zabudovaných experimentálnych dverí a vrát



V oboch prípadoch ide — ako vyplýva zo skladby konštrukčného riešenia — o využitie nových ľahkých stavebných hmôt, čo pokladáme za riešenie veľmi progresívne a správne. Aby sme si mohli urobiť predstavu o kvalite a hodnote tepelnoizolačnej schopnosti typizovaných a nových konštrukčných riešení dverí a vrát, uvádzame ich základné fyzikálne parametre v tab. III.

Ako vyplýva z hodnôt v tab. III, typizované dvere a vráta sú v porovnaní s novými navrhovanými alternatívami dverí a vrát vo veľmi nepriaznivom postavení z nasledovných príčin:

Keď zoberieme do úvahy skutočnosť, že relatívna vlhkosť vzduchu v stajniach pokračuje v zimnom období vo väčšine prípadov maximálne prípustnú hodnotu $\varphi_i = 85\%$ až na hodnotu 90% i viac, potom vidíme, že typizované dvere a vráta neobstoja. V tomto prípade dobre vyhovujú nové navrhované alternatívy dverí a vrát, ktoré vylučujú orosovanie vnútorných povrchov do $\varphi_i = 90\%$ až 100% .

TEPLOTÉCHNICKÉ POSÚDENIE NOVÝCH ALTERNATÍV DVERÍ A VRÁT VYPLÝVAJÚCICH Z EXPERIMENTÁLNYCH MERANÍ

Po zhotovení prototypu nových hliníkových dverí a vrát a drevených výbehových vrát s polystyrénovou vložkou (obr. 10 a 11) prišlo sa na jar r. 1969 k zabudovaniu do objektu T-174-9 pre ustajnenie 200 dojníc v klimatickej oblasti -12°C (obr. 12). Pre posúdenie experimentálnych konštrukcií dverí a vrát z hľadiska teplototechniky sme zvolili úmyselne zimné obdobie s vonkajšími extrémnymi teplotami -19°C .

V období sledovania vnútorných a vonkajších povrchových teplôt dverí a vrát sledovali sme súčasne teploty vzduchu a relatívnu vlhkosť vzduchu vonku a v objekte. Z nameraných teplôt a relatívnej vlhkosti vzduchu na obr. 13 vyplýva, že aj v čase vonkajších mrazov -19°C boli udržiavané v objekte takmer optimálne teploty vzduchu s priemernou dennou hodnotou $8,9^\circ\text{C}$ a ani relatívna vlhkosť vzduchu v stajni neprekročila hranicu 85% .

Aby sme si mohli urobiť celkový obraz o priebehu povrchových teplôt hliníkových vrát, uvádzame ich tiež za 24 hod. v tab. IV. Z uvedených hodnôt vyplýva, že priemerná denná teplota na vnútornom povrchu vrát bola len o $3,1^\circ\text{C}$ nižšia ako teplota príslušného vzduchu vo výške 1 m nad úroveň podlahy. Veľmi priaznivé sú aj rozkvyv teplôt a vrát 4°C a u vzduchu 8°C , čo tiež nasvedčuje o dobrej tepelnoizolačnej schopnosti hliníkových vrát. Uvádzané okrajové podmienky v tab. IV — t_i , t'_i a φ_i — stanovené v skutočných prevádzkových podmienkach nám tiež výpočtom dokazujú, že ku orosovaniu na vnútorných povrchoch nedochádzalo. Potvrdili nám to aj prehliadky vrát počas obdobia prevádzkového merania.

Na obr. 14 uvádzame štyridsaťsemhodinový chod povrchových teplôt výbehových drevených vrát s teplotami vnútorného a vonkajšieho vzduchu nasledovne:

- a) teplota vonkajšieho vzduchu — krivka 1,
 b) teplota vonkajšieho povrchu drevených vrát — krivka 2,
 c) teplota vnútorného vzduchu — krivka 3,
 d) teplota vnútorného povrchu vrát — krivka 4.

Ako vyplýva zo 48hodinového chodu teplôt na vnútornom povrchu drevených vrát (krivka 3), bola ona vzhľadom na vonkajšie mrazy (-19°C) pomerne ustálená a nevýkazyvala prudké výkyvy. V období vonkajších mrazov -10°C udržiavala sa teplota na vnútornom povrchu vrát na hodnote 6°C v priebehu 20 hodín.

Tepelnoizolačná schopnosť drevených vrát nám veľmi dobre charakterizuje na obr. 14 tiež hodnota rozkvyvu teplôt na vnútornom povrchu, ktorá činí za 24hodinové obdobie 4°C , pri rozkvyve vnútornej teploty vzduchu 5°C .

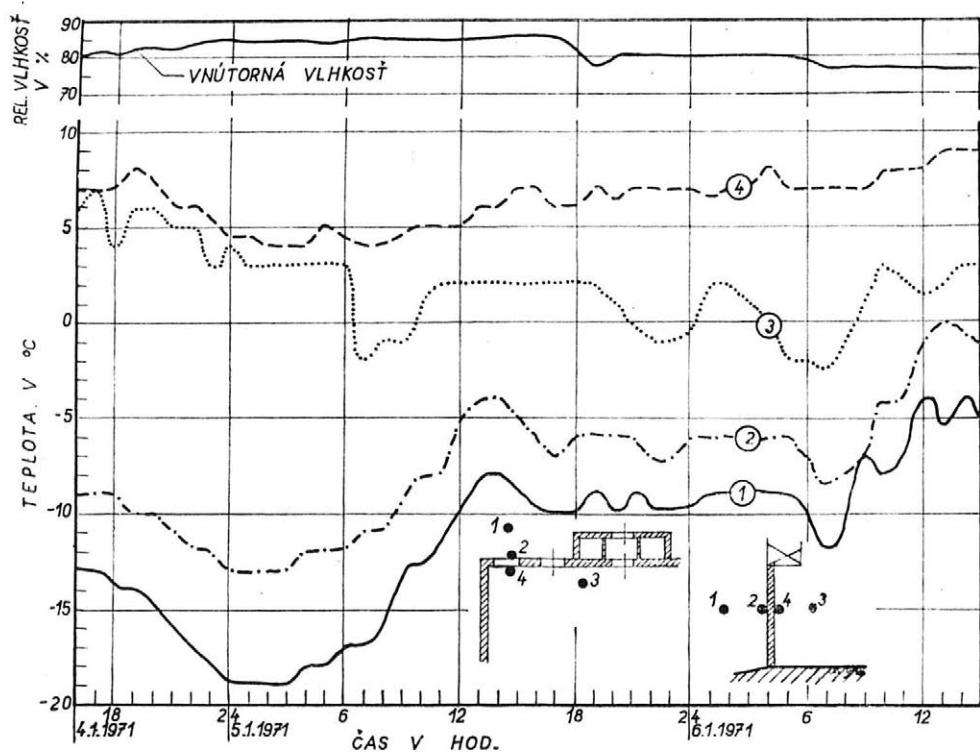
IV. Stanovené výsledky hodnoty φ_k pri absolutných hodnotách t_i a t'_i v objekte T-174-9

Dátum merania — čas v hod.	Teplota vzduchu v stajni $t_i^{\circ}\text{C}$	Povrchová teplota vrát $t'_i^{\circ}\text{C}$	Maximálne napätie vodných pár E_i torr	Maximálne napätie vodných pár E'_i torr	Relatívna vlhkosť v %	
					φ_k	φ_i
4. I. 1971						
16	6	7,0	7,01	7,51	100	80
17	7	7,0	7,51	7,51	100	81
18	4	7,0	6,10	7,51	100	81
19	6	8,0	7,01	8,04	100	82
20	6	7,5	7,01	7,78	100	82
21	5	6,0	6,54	7,01	100	82
22	5	6,0	6,54	7,01	100	83
23	3	5,5	5,68	6,78	100	84
24	4	4,5	6,10	6,32	100	85
5. I. 1971						
1	3	4,5	5,68	6,32	100	84
2	3	4,0	5,68	6,10	100	84
3	3	4,0	5,68	6,10	100	84
4	3	4,0	5,68	6,10	100	84
5	3	5,0	5,68	6,54	100	84
6	3	4,5	5,68	6,32	100	85
7	2	4,0	3,95	6,10	100	85
8	-1	4,0	4,26	6,10	100	85
9	-1	4,5	4,26	6,32	100	85
10	1	5,0	4,93	6,54	100	85
11	2	5,0	5,29	6,54	100	85
12	2	5,0	5,29	6,54	100	85
13	2	6,0	5,29	7,01	100	85
14	2	6,0	5,29	7,01	100	85
15	2	7,0	5,29	7,51	100	85

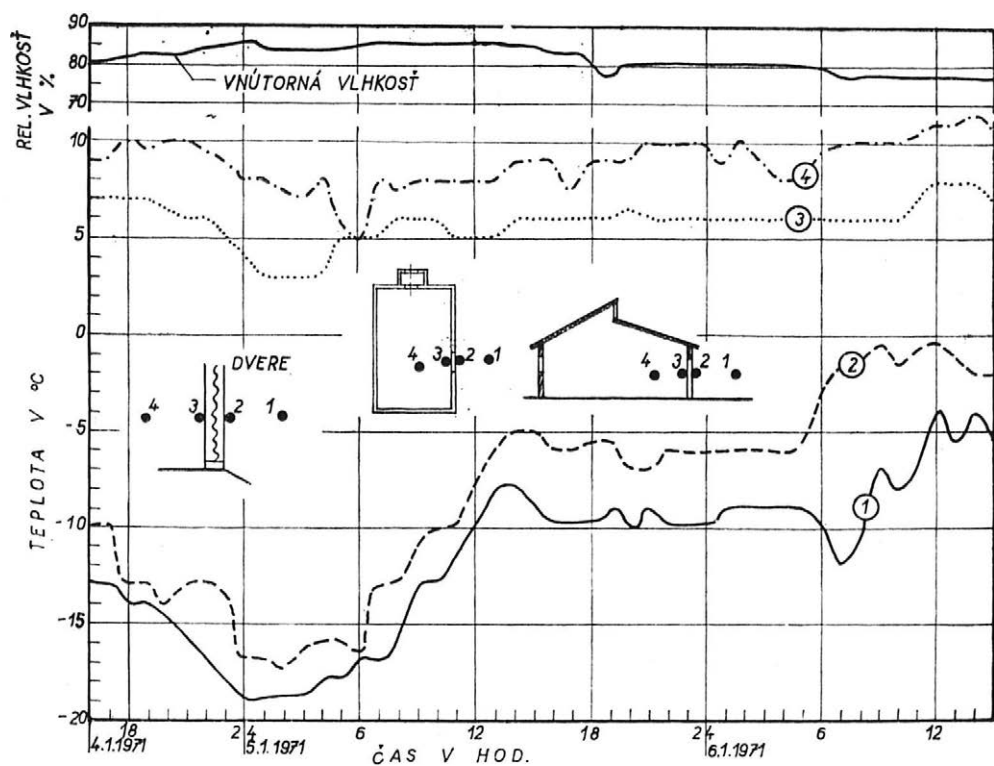
Poznámka: φ_k je stanovené podľa skutočných okrajových podmienok t_i , t'_i a φ_i pomocou vzorca:

$$\varphi_k = \frac{E'_i}{E_i} \cdot 100 \quad (\%)$$

Ako vyplýva ďalej z tab. V vyskytla sa pri danej tepelnoizolačnej schopnosti drevených vrát za 24hodinové obdobie iba 2hodinová možnosť vzniku orosovania vnútorného povrchu v čase 5. I. 1971 o 12. a 13. hodine. V uvedených hodinách bola hodnota φ_k o 0,9 a 3,2 % nižšia ako skutočná hodnota relatívnej vlhkosti vzduchu $\varphi_{i \max} = 85\%$. Význam obmedzovania kondenzátu vodnej pary na vnútornom povrchu vrát svedčí nielen o dobre riešenom použití stavebných hmôt, ale aj v praxi sa tým predlžuje súčasne



13. Štyridsaťosemhodinový chod teplôt vzduchu a relatívnej vlhkosti vzduchu v stajni s povrchovými teplotami hliníkových dverí a vrát



14. Štyridsaťosemhodinový chod teplôt vzduchu a relatívnej vlhkosti vzduchu v stajni s povrchovými teplotami drevených dverí a vrát s polystyrénovou vložkou

V. Prehľad vypočítaných hodnôt φ_k v % podľa skutočných okrajových podmienok t_i , t_i a φ_i

Dátum merania a čas v h	Teplota vzduchu v stajni v °C t_i	Vnútna teplota vrát v °C t'_i	Maximálne napätie vodných pár v torr E_i	Maximálne napätie vodných pár E'_i	Relatívna vlhkosť vzduchu v %	
					φ_k	φ_i
4. I. 1971						
16	9,0	7,0	8,61	7,51	88,2	80
17	9,0	7,0	8,61	7,51	88,2	81
18	9,0	7,0	8,61	7,51	88,2	81
19	9,0	7,0	8,61	7,51	88,2	82
20	8,0	6,5	8,04	7,26	90,2	82
21	7,5	6,0	7,78	7,01	90,1	82
22	7,0	6,0	7,51	7,01	93,3	83
23	6,0	5,0	7,01	6,54	93,2	84
24	5,0	4,0	6,54	6,10	93,2	85
5. I. 1971						
1	4,5	3,0	6,32	5,68	89,8	84
2	5,0	3,0	6,54	5,68	86,8	84
3	4,0	3,0	6,10	5,68	93,1	84
4	4,5	3,0	6,32	5,68	89,8	84
5	3,5	5,0	5,89	6,54	100,0	84
6	5,0	5,0	6,54	6,54	100,0	85
7	7,0	5,0	7,51	6,54	87,1	85
8	7,0	6,0	7,51	7,01	93,3	85
9	7,0	6,0	7,51	7,01	93,3	85
10	7,5	6,0	7,78	7,01	90,1	85
11	6,5	5,0	7,26	6,54	90,0	85
12	7,5	5,0	7,78	6,54	84,1	85
13	8,0	5,0	8,04	6,54	81,3	85
14	8,0	6,0	8,04	7,01	87,2	85
15	8,0	6,0	8,04	7,01	87,2	85
Ø	6,8	5,3	7,41	6,68	90,1	84

ich životnosť cestou obmedzenia bortenia a zahŕňovania aj mechanického poškodenia pri vylúčení zamŕzania vrát stekajúcou kondenzovanou vodou na rozhraní prahu a vrát.

Aby sme posúdili drevené vráta aj na tepelné straty na základe skutočných namera-
ných okrajových podmienok v prevádzkových podmienkach za zimné obdobie, uvedieme
príklad podľa sklady stavebných hmôt (obr. 10):

Vnútna a priemerná denná teplota vzduchu v stajni	8,8 °C
Vonkajšia priemerná denná teplota vzduchu	-14,8 °C
Vnútna priemerná denná povrchová teplota drevených vrát	5,3 °C
Vonkajšia priemerná denná povrchová teplota drev vrát	-12,4 °C
Vnútna priemerná denná relatívna vlhkosť vzduchu	84 %
Tepelný odpor experimentálnych drevených vrát:	

$$\begin{aligned}
 R_o: & \quad 1 : 7 = 0,143 \\
 & \quad 0,025 : 0,150 = 0,166 \\
 & \quad 0,040 : 0,035 = 1,142 \\
 & \quad 0,025 : 0,150 = 0,166 \\
 & \quad 1 : 20 = 0,050
 \end{aligned}$$

$$R_o = 1,667 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C/kcal}$$

Koeficient priestupu tepla:

$$k = \frac{1}{R_o} = 0,599 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 0,599(5,3 + 12,4) \cdot 1 = 12,94 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

$$Q_c = 12,94 \times 10,38 = 134,3 \text{ kcal/h}$$

Príklad pre výpočet tepelných strát vrátami používaný v praxi podľa ČSN — 060210 (1962 — str. 24):

vonkajšie dvere $k = 3,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

$$Q = 3,5(6,8 + 14,8) \cdot 1 = 80,85 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

$$Q_c = 80,85 \cdot 10,38 = 839,22 \text{ kcal/h}$$

Ako vyplynulo aj v tomto prípade z výpočtu, význam a dosah nových experimentálnych dverí a vrát je preukazateľný. Ak strácame napríklad plochou 1 m^2 u experimentálnych drevených vrát $12,94 \text{ kcal/h}$, potom u vrát typizovaných, používaných v praxi, predstavuje tou istou plochou podľa ČSN 060210 (1962) straty tepla až $80,85 \text{ kcal/h}$, čo je o $67,9 \text{ kcal/h}$ viac. Už z tohto posúdenia môžeme konštatovať, že ako posudzované hliníkové aj drevené dvere a vráta, zabudované dodatočne do objektu T-174-9 cez jarné mesiace 1969, spĺňajú v zimnom období po všetkých predpokladaných stránkach svoje poslanie a môžu byť uvažované do opakovanej výstavby v praxi.

Literatúra

- JANÁČ K., 1971, Dvere a vráta maštalných objektov. Dielčia správa C úlohy R-VIII-1/25, ORPS Bratislava.
- PREINER T., 1968, Dvere a vráta maštalných objektov. Vývojová úloha R-VIII-1/25, ORPS Bratislava.
- , 1962, ČSN — 06 0210 Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění. Praha.
- , 1963, ON — 73 4519 Projektování staveb pro chov drůbeže. Praha.
- , 1963, ON — 73 4518 Projektování staveb pro chov ovcí. Praha.
- , 1963, ON — 73 3416 Projektování staveb pro chov skotu. Praha.
- , 1964, ČSN — 73 0540 Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí. Praha.
- , 1968, ON — 73 4502 Tepelná bilance a větrání stájí. Praha.

Došlo dne 20. 8. 1971

ЯНАЧ К. (Институт строительства и архитектуры САИ, Братислава, Чехословакия). Требования и функции дверей и ворот животноводческих помещений. Зем. техника 19 (3) : 151-164, 1973.

Двери и ворота, как важная часть контурной конструкции, должны быть по своей структуре строительного материала выполнены так, чтобы отвечали требованиям непрерывного производства и чтобы не нарушали условия сохранения оптимального климата в объекте, главным образом в зимний период. Типизированные двери и ворота, используемые в массовом целевом строительстве, с точки зрения теплоизоляции имеют некоторые недостатки. Улучшение качества позволяют новые легкие строительные материалы. Опыты с двумя видами экспериментальных дверей и ворот из алюминиевого листа и из дерева полностью свидетельствуют об этом. Экспериментальное выполнение алюминиевых и деревянных ворот в производственных условиях проводилось на основе тщательных измерений, которые проводились зимой в период сильных морозов -19°C . С теоретической и экспериментальной точек зрения обеих альтернатив можно сказать, что теоретическое вычисление почти совпадает с экспериментальными оценками. Обе альтернативы ворот имеют хорошую теплоизоляционную способность, удовлетворяют всем технологическим требованиям в производ-

ственных условиях на практике и могут быть таким образом предложены для полного использования в более обширном строительстве животноводческих помещений. При их реализации необходимо уделять соответствующее внимание высоте размещения и большому уходу за окружающей средой выездных ворот во время сильных морозов и снежного покрытия.

коэффициент теплопередачи; конденсация; водная пара; новые строительные материалы на базе химии и металла; полистирен; алюминий

JANÁČ K. (Institute of Building Industry and Architecture, Slovak Academy of Sciences, Bratislava, Czechoslovakia). *Requirements for the Function of Doors and Gates in Livestock Buildings*. Zem. technika 19 (3) : 151-164, 1973.

Doors and gates as important parts of the outside-wall constructions must have a building-material structure meeting the requirements for continuous operation, without impairing the conditions of the maintenance of optimum climate inside the building, especially in winter. Typified doors and gates used in mass building efforts have some disadvantages as to thermal insulation. Light building materials make it possible to improve quality. Trials with two types of experimental doors and gates of aluminium sheets and wood have fully demonstrated such improvement. The experimental evaluation of aluminium and wood gates under operational conditions was based on detailed measurement made in the winter months in the period of extreme frosts -19°C . The theoretical and experimental evaluations of both gate variants show that the theoretical calculations are almost the same as the experimental results. Both variants have a good thermal-insulation capacity meeting all the technological requirements under practical operational conditions; they can be recommended for full use in large-scale repeated livestock-building construction. Special attention should be paid to the height-placing of the gates and doors and to better maintenance of the space around the entrance-gate in the period of frosts and snow.

heat transfer coefficient; condensation; steam; new lightweight materials made of chemical products and metals; polystyrene; aluminium

JANÁČ K. (Institut für Bauwesen und Architektur der Slowakischen Akademie der Wissenschaften, Bratislava, Tschechoslowakei). *Anforderungen an die Funktion von Stalltüren und -toren*. Zem. technika 19 (3) : 151-164, 1973.

Die Zusammensetzung von Baustoffen der Türen und Tore, die einen wichtigen Bestandteil der Umfassungskonstruktionen darstellen, muß so gelöst werden, daß sie den Anforderungen des kontinuierlichen Betriebs entsprechen und die Bedingungen der Einhaltung vom optimalen Klima im Objekt besonders während der Wintermonaten nicht verletzen. Die in dem gezielten Massenaufbau angewandten Türen und Tore weisen im Bereich der Wärmeisolation bestimmte Mängel auf. Eine Qualitätsverbesserung wird durch neue leichte Baustoffe ermöglicht. Die Versuche mit zwei Arten von Experimentaltüren und -toren deuten vollkommen darauf hin. Eine experimentale Auswertung der Aluminium- und Holztüren in den Betriebsbedingungen wurde auf Grund von ausführlichen Messungen vorgenommen, die in den Wintermonaten in der Zeit der Extremfröste von -19°C verliefen. Aus der theoretischen und experimentalen Beurteilung beider Alternativen ist zu ersehen, daß die theoretischen Berechnungen mit den Versuchsauswertungen fast übereinstimmen. Beide Toralternativen haben eine gute Wärmeisoliervermögen, sie entsprechen allen technologischen Anforderungen in den Betriebsbedingungen in der Praxis und können zur weiten Anwendung in breiterem serienmäßigen Stallaufbau empfohlen werden. Bei dessen Realisierung ist es notwendig eine zugehörige Aufmerksamkeit dem Höhenaufsatz und der erhöhten Instandhaltung des anliegenden Umkreises der Ausfahrtüren in den Frost- und Schneedeckezeiten zu widmen.

Koeffizient der Wärmedurchgangszahl; Kondensation; Wasserdampf; neue Baustoffe auf Basis von Chemie und Metallen; Polystyren; Aluminium

Adresa autora:

Doc. ing. Karol Janáč, CSc., Ústav stavebníctva a architektúry SAV, Dúbravská cesta 4, 885 46 Bratislava

NOVÉ STROJE URYCHLUJÍCÍ SCHNUTÍ PÍCE NA POLI

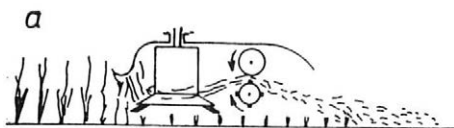
Jak uvádějí četné, např. západoněmecké prameny, nelze dodnes považovat stav techniky sklizně píce za uspokojující. Stále jej ještě charakterizují vysoké náklady na práci, stroje a budovy, velké riziko nepříznivého počasí a vysoké ztráty živin.

Ztráty vznikající při sklizni a konzervaci píce dosahují povážlivě výše a jsou ze všech rostlinných zemědělských produktů u píce nejvyšší. Lze je přisoudit vysokému obsahu vlhkosti ve stébelnaté hmotě při skladování. Při silážování způsobuje vlhkost skladované hmoty výtok odpadové silážní šťávy a vyvíjení kvasných plynů. Stébelnatá krmiva s nižším obsahem vlhkosti, tak jak se považují za vhodná pro krmení zvířat, lze získávat při sušení na poli jen s velkými ztrátami odrolem. Poněkud nižší ztráty vznikají při technologii zavádě siláže a při dosoušení pod střechem, jsou však stejného druhu, protože při předsušování na poli je hmota vystavena účinku těchto operací. Ztráty nespočívají pouze v kvantitativním úbytku sušiny, ale také ve snížení koncentrace živin, protože odrolem se ztrácí hlavně části bohaté na živiny. Při sušení nebo předsušování píce na poli je výsledek navíc závislý na působení neovlivnitelných povětrnostních podmínek, které jsou ve střední Evropě velmi nestálé. Jediný způsob, jak odstranit všechny hlavní příčiny ztrát (množství vlhkosti ve skladované hmotě, odrol, vlivy počasí), je okamžité teplovzdušné sušení a briketování požebrané hmoty, tedy použití technologie, kterou na poslední výstavě DLG v Hannoveru předváděla firma Fahr a Claas a o které jsme psali v časopisu Zem. technika 12/1972. Tyto technologie navíc umožňují sklízet píci ve vegetativně nejvhodnějším okamžiku, tj. tehdy, kdy rostliny mají optimální obsah živin. Jsou však poměrně nákladné, dosud ekonomicky neprovozené a jistě nevhodné pro všechny podmínky. Těžiště snah o snížení ztrát při sušení na poli spočívá proto jako dosud v hledání způsobů a strojů, které

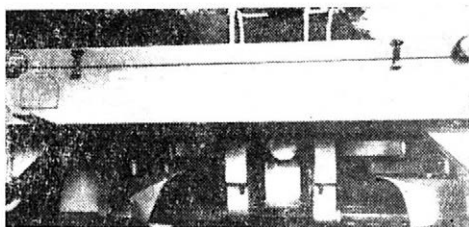
urychlují schnutí píce po sečení, snižují počet operací nutných pro schnutí a přibližují co nejvíce dobu sběru předsušené nebo sušené hmoty k okamžiku její sklizně.

Oprávněné naděje se vkládají do použití žacíích mačkáčů, tedy strojů, které sečou hmotu klasickou prstovou žací lištou a současně ji mačkají, aby se vlhkost mohla z porušených buněk, hlavně z buněk tlustších stonků, rychleji odpařovat. Jak uvádějí západní prameny, účinnost těchto strojů se však přeceňovala u lučních travin, protože jemné stonky a lístky lze hůře upravovat než tlusté stonky, zvláště přichází-li hmota k mačkáčím ústrojím v silnějších vrstvách.

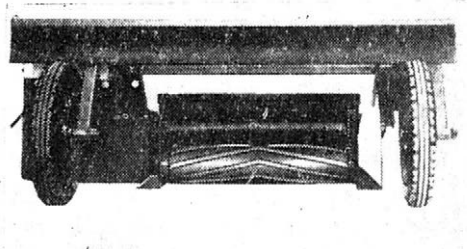
Za jednu z významných novinek poslední výstavy DLG v Hannoveru se proto považují rotační žací stroje, vybavené ústrojím na úpravu sklizené hmoty. Hlavní výhoda těchto strojů spočívá v tom, že rotační žací ústrojí odhazuje posečenou hmotu v tenkém závoji, který lze účinně upravovat lámáním, mačkáním nebo prostě působením nárazů. Ze se jedná o významnou novinku svědčí také to, že tyto kombinované rotační žací stroje poprvé vystavovala řada renomovaných firem jako Fahr, Krone, Welger a Kuhn. Jednotlivé typy se od sebe liší hlavně řešením ústrojí na úpravu posečené hmoty.



1. Funkční princip rotačního žacího stroje s mačkáčem.



2. Žací mačkač FAHR KM 40 TC



3. Dvouválcové mačkáci ústrojí připojeno k rotačnímu žacímu stroji Krone TM 2 165

Nejbližší konstrukci žacího mačkače jsou rotační žací stroje s mačkáčím ústrojím, reprezentované výrobky západoněmeckých firem Fahr a Krone. Funkční princip je patrný z obr. 1. Za bubnovým žacím ústrojím (tj. za ústrojím s vrchním pohonem bubnů s žacími talíři) je umístěno mačkáč ústrojí s horním hladkým, pogumovaným válcem a dolním ocelovým, profilovaným válcem, mezi nimiž se mačká posečená hmota, přihazovaná rotačními talíři v tenkém závoji. Stroj FAHR KM 40 TC, výrobek firmy Fahr, AG, Gottmadingen, vystavovaný v Hannoveru, je návěsný a pracuje v přesazené poloze. Má čtyři bubny s rotačními talíři a za každou dvojici protiběžně rotujících bubnů je jedno dvouválcové mačkáč ústrojí (obr. 2). Vodicí plechy shrnují upravenou hmotu do řádku. U stroje Krone TM 2 165, vyráběného firmou Bernhardt Krone, GmbH, Spelle, který rovněž pracuje jako návěsný v přesazené poloze, je dvouválcové mačkáč ústrojí připojeno jako adaptér k normálnímu rotačnímu žacímu stroji (obr. 3). Stroj vystavovaný v Hannoveru byl dvoububnový, se záběrem 165 cm; podle údajů výrobce existuje však i mačkáč ústrojí, které lze přidavně zapojit k většímu typu rotačního žacího stroje o záběru 270 cm. Technické údaje strojů Fahr i Krone jsou uvedeny v tab. I.

Na odlišném principu a s jinou konstrukcí pracuje stroj francouzské firmy

Kuhn S. A., Saverne. Původní rotační žací stroj Kuhn je lištového typu; rotační talíře nemají nad sebou bubny a jsou poháněny zespodu hnacím ústrojím, umístěným v liště, na níž jsou upevněny. Zatímco u bubnových rotačních žacích strojů (např. Fahr, Krone nebo Zweegers) je proud posečené hmoty usměrňován dostatečně vysoko, aby se dostal mezi následné mačkáč válce, odkládají lištové rotační žací stroje tenkou vrstvu hmoty plošně, takže pro následnou úpravu je nutné zvednout proud hmoty do výšky. U stroje Kuhn má tuto úlohu příčný prstový válec, který je umístěn nad rotační žací lištou, otáčí se v opačném směru vzhledem ke směru pojezdu stroje, odebírá hmotu nad talíři a odhazuje ji přes sebe dozadu (obr. 4). Hlavní funkcí válce je hmotu upravovat, což se děje tím, že válec proud posečené hmoty urychluje a protahuje stébla pevným prstovým hřebenem, který je umístěn nad válcem. Polohu hřebenu lze vychýlením nastavovat a tím měnit intenzitu lámání stonků. Stroj Kuhn FC 40 (obr. 5), předváděný na výstavě DLG v Hannoveru, je na rozdíl od strojů Fahr a Krone nesený v přesazené poloze, jak je ostatně běžné u rotačních žacích strojů lištového typu. Se čtyřmi žacími talíři má stroj záběr 160 cm.



4. Příčný prstový válec nad rotační žací lištou u stroje Kuhn



5. Stroj Kuhn FC 40

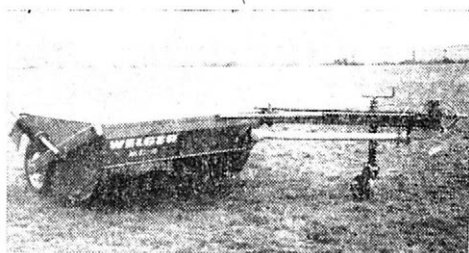


6. Konstrukce žacího stroje firmy Gebr. Welger, Wolfenbüttel

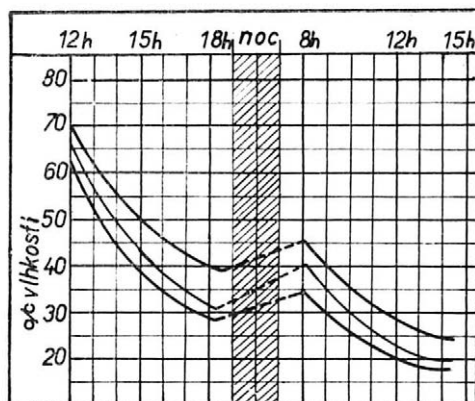
I. Přehled parametrů rotačních žacíh lamačů píce vystavovaných na 72. výstavě DLG

Výrobce	Typ	Rotační žací ústroji		Připojení stroje	Pracovní záběr	Lámací ústroji	Minutový příkon	Počet otáček vývodového hřídele	Šířka v přepravní poloze	Hmotnost	Plošný výkon
		typ	počet rotačních jednotek								
					cm		k	min ⁻¹	mm	kg	ha h
FAHR	KM40TC	bubnové	4	návěsný v přesazené poloze	270	2 soupravy hladkého gumového válce s prof. ocel. válcem	60	540	3000	1140	neudává
KUHN	FC40	lišťové	4	zadní nesený v přesazené poloze	160	prstový válec a prstový hřeben	30	neudává	1500	450	0,8 – 1,5
KRONE	TM 2/165	lišťové	2	návěsný v přesazené poloze	165*	hladký gumový válec s profilovaným ocelovým válcem	35	540	2100	843	2
WELGER	MC 4	lišťové se šroubovými talíři	4	návěsný v přesazené poloze	170	dva prstové válce	40	1080 (adaptér na 540)	2300	800	1,5

*) existuje také lámací ústroji, připojitelné k rotačnímu žacímu stroji Krone o záběru 270 cm



7. Stroj Welger MC 4



8. Průběh sušení v prvních dvou dnech po sečení

Poslední z dosud známých konstrukcí má stroj západoněmecké firmy Gebr. Welger, Wolfenbüttel (obr. 6). Jako základní jednotka slouží rovněž rotační žací stroj lištového typu, takže hmotu z ploché tenké vrstvy nad žacími talíři musí odbírat prstový buben. Také buben stroje Welger se otáčí proti směru pojezdu stroje, má však delší prsty a urychlený proud hmoty odhazuje za sebe na soustavu dvou nad sebou umístěných válců. Hmotu dopadá vysokou rychlostí nejprve na horní,

lišťami opatřený válec, který ji silně vychyluje a odmetá na dolní válec otáčející se vysokou obvodovou rychlostí. Narážení stébelnaté hmoty velkou rychlostí na rotující válec a násilná změna směru proudící hmoty způsobují stále a účinné lámání stébel. Stroj Welger MC 4 (obr. 7), vystavovaný v Hannoveru, má jako základ lištový rotační žací stroj se čtyřmi šroubovitými talíři, které se zvláštním uchycením nožů jsou specialitou firmy Welger. Technické údaje stroje Welger jsou stejné jako parametry ostatních strojů. vystavovaných v Hannoveru, uvedeny ve srovnávací tab. I.

Podle údajů výrobce a podle hodnocení některých odborníků (oficiální testy zkušební dosud nebyly vydány) umožňují nové rotační stroje s ústrojím na úpravu hmoty, určené původně především pro louky, podstatné a účinné urychlení polního sušení, zvláště v prvním stadiu schnutí bezprostředně po sečení. Diagram na obr. 8, vypracovaný firmou Kuhn, znázorňuje průběh sušení v prvních dvou dnech po sečení, přičemž horní křivka udává průběh schnutí při sklizni klasickou žací lištou bez úpravy, prostřední křivka při sečení žacíma mačkačem a dolní křivka při sklizni rotačním žacím strojem s ústrojím na úpravu hmoty. Podle stejných pramenů lze urychlit proces sušení až o 50 % a získat tedy hmotu s obsahem vlhkosti 20 % za 1,5 až 2 dny, zatímco při pouhém sečení klasickým žacím strojem je k tomu třeba 3 až 5 dnů. Protože urychlené schnutí je zvláště účinné v době bezprostředně po sečení, mají nové stroje význam hlavně pro polní přípravu zavadlé hmoty ke sběru. Zavadlou hmotu k silážování s obsahem vlhkosti 60 % lze získat za 4 až 5 hodin a zavadlou hmotu s obsahem vlhkosti 35 až 40 % pro senážování nebo umělé dosušování za 6 až 7 hodin.

Rotační žací stroje s ústrojím na úpravu hmoty jsou novinkou, o jejímž uplatnění v praxi lze dnes již těžko pochybovat.

Ing. Dušan Hutla, Vladimír Sulek, Výzkumný ústav zemědělských strojů,
143 49 Praha - Chodov

ROTAČNÍ HYDROMOTORY S MALÝM POČTEM OTÁČEK A VELKÝM KROUTÍCÍM MOMENTEM

Rotační hydromotor je základní součástí hydrostatického převodu, který k přenašení výkonu využívá hydrostatické energie pracovní kapaliny (oleje). Hydrostatický převod má řadu předností proti mechanickým převodům. Moderní zemědělský stroj si již dlouho nedovedeme představit bez rozličných hydraulických zařízení. Nyní přišla doba, kdy se tato zařízení rozšiřují o široký obor přenosu krouťícího momentu a hydraulika proto tvoří podstatnou část ústrojí moderního zemědělského mobilního stroje. K tomuto rozvoji přispěla také skutečnost, že se v uplynulém desetiletí objevila na světovém trhu řada nových konstrukcí rotačních hydromotorů s malým počtem otáček a velkým krouťícím momentem.

ROZVOJ OBORU HYDRAULICKÝCH ZAŘÍZENÍ

Hydraulická zařízení mají značnou technickou historii. Již v 19. století existovala vodní hydraulická transmise, která však zanikla se zavedením elektřiny. Později vznikla hydraulická zařízení, pracující s olejem. Přejed na olej měl ohromný praktický význam a velmi rozšířil pole aplikace. Některé historické milníky rozvoje hydraulických zařízení jsou naznačeny na obr. 1 (částečně podle Beauchama 1962).

Jedna z prvních konstrukcí je Hallova transmise (Beaucham 1953) z přelomu století. O něco později vyrobil Pittler transmissi s lamelovými čerpadly a hydromotory, která se před první světovou válkou používala pro vozidla v Německu. Motor vozidla pohánělo mnohoproudové

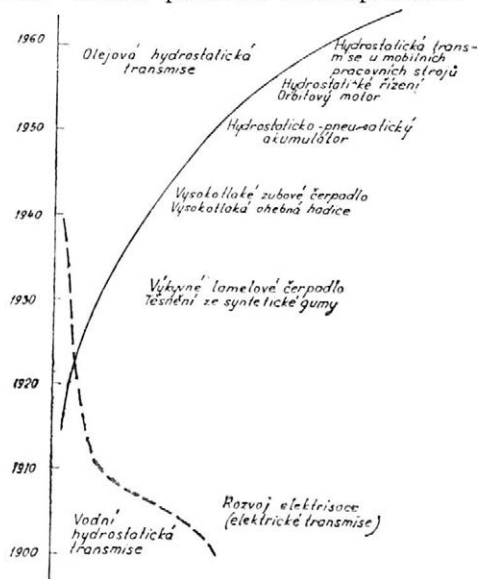
čerpadlo spojené potrubím s hydromotory, které poháněly přímo kola. Rozvaděčem bylo možno zvolit čtyři převodové poměry. Konstrukce Williamse a Janneye z této doby, která používala axiální pístové regulační čerpadlo a axiální pístový konstantní nebo regulační hydromotor v uzavřeném bloku, velmi připomíná moderní kompaktní hydraulickou transmissi.

Radiální píst byl použit u transmise HELE—SHAW (1909—1914) a podobných pozdějších konstrukcí radiálních motorů a čerpadel s tvarovanou vodičí drážkou tam, kde se vyžadovaly nízké výstupní otáčky. V období po první světové válce začal skutečný rozmach hydrauliky v námořnictvu, průmyslovém použití a u obráběcích strojů. Thoma (1958) přišel s konstrukcí axiální jednotky se šikmou deskou, která vedla k výrobě jednotek s 1500 ot/min (příkon až 150 k) u bratří Towlerů ve Velké Británii. V této době se začalo používat i lamelové čerpadlo a velmi se rozšířila zubová čerpadla.

Letectví se svým požadavkem vysokých parametrů, vztažených k váze vlastního hydraulického zařízení, ohromně přispělo k rozvoji a rozšíření hydrauliky. Po druhé světové válce už není oblasti, kde by se neužívala v nějaké formě:

- průmysl (důlní a těžební stroje, chemické provozy, zpracovatelský a textilní průmysl);
- automatizace (různé ovladače, kombinace elektro — hydraulika, pneumatika — hydraulika a zejména rychle se rozvíjející obor miniaturní hydrauliky a logických fluidních prvků);
- mobilní aplikace (zemědělské a stavební stroje, vojenská technika, vozidla, lodě);
- raketová technika, družice a podmorská zařízení;
- medicína (ovládané protézy, umělé orgány aj.).

Prvním zemědělským použitím byl relativně velmi pokrokový hydraulický



1. Některé etapy vývoje hydraulických zařízení

systém pro nesení nářadí u traktorů, který před více než čtyřiceti lety zavedl FERGUSON. U samohodných sklizečích mlátiček se od počátku používala různá servozařízení. První hydrostatický zemědělský traktor, nabízený na trhu, byl západoněmecký EICHER MAMMUTH HR (1966) o výkonu 54 k s anglickou transmisí DOWTY TAURODYNE. Americká IHC vyvíjí hydrostatický pohon již od r. 1957; od r. 1964 má na trhu sklizecí mlátičku s hydrostatickým pohonem SUNSTRAND. V současné době z 28 typů traktorů nabízí 12 typů s hydrostatickým pohonem v kategoriích 42 — 54 — 64 a 84 k (Implement and Tractor Red Book 1971). Většina samohodných rezaček a řádkovačů má hydrostatický pohon pojezdu.

Hydrostatické řízení se stalo standardním zařízením mobilních zemědělských a stavebních strojů a většiny traktorů. Ze 112 typů malotraktorů (Compact Tractor), nabízených na trhu v USA v r. 1971, jsou 43 typy opatřeny hydrostatickým převodem. Speciální sklizeče (zelenina, ovoce aj.) používají v rozsáhlé míře hydromotorů pro pohon různých orgánů a rozličné ovládače.

Trochu protismyslný se zdá být rozvoj pístových jednotek (oproti celkovému trendu směřujícímu v jiných energetických oborech k jednotkám turbínovým a proudovým). To však vyplývá ze skutečnosti, že hydraulická transmisie jednoduše a přesně přeměňuje vysoké otáčky v nízké a je snadno regulovatelná.

Hlubková tržní analýza a předpověď v oboru výroby hydraulických a pneumatických zařízení v USA a dvanácti dalších kapitalistických průmyslových zemích, kterou vypracovala před časem FROST & SULLIVAN Inc. v New Yorku, uvádí, že světový obchod dosáhne v této

oblasti v r. 1973 obrátu 2,1 miliardy dolarů. Nejrychlejší růst je v Japonsku, od roku 1965 do r. 1970 činil 23 % ročně. Charakteristickým rysem oboru výroby hydraulických zařízení je dezintegrační a atomizační tendence, (což je konečně obecným rysem moderní techniky) a prudká reakce na tyto tendence. Sortiment výrobků (čerpadla, motory, rozvaděče, ventily, ovladače, filtry, armatury aj.) lze odhadnout na číslo 10^4 až 10^5 . Tato skutečnost si vynucuje standardizaci a stavební cové řešení. Hydraulika používá také svůj vlastní sdělovací „jazyk“ ve formě normalizovaných hydraulických symbolů a značek, kterými se dá zjednodušeně znázornit libovolně složité hydraulické zařízení.

VOLBA HYDROMOTORU

Čerpadlo hydrauliky mění mechanickou energii na hydrostatickou. Hydromotor má opačnou funkci, a tedy ve srovnání s čerpadlem pracuje inverzně. Konstrukčně se velmi neliší od čerpadla — většina typů čerpadel (zubová, lamelová, pístová aj.) má svou paralelu v hydromotorech. Existují jednotky, které mohou pracovat jako čerpadlo i jako hydromotor.

Výstupem hydromotoru je kroutící moment, který závisí na tlaku (tlakovém spádu) kapaliny a na pracovním objemu motoru. Pracovní objem může být konstantní (konstantní motor) nebo proměnlivý (regulační motor). Otáčky hydromotoru závisí na množství přiváděného oleje (průtoku) a velikosti jeho pracovního objemu.

Kroutící moment motoru se obvykle udává pro nějakou hodnotu tlaku systému (např. na 100 kp/cm²). Musí být vyčíslen pro maximální zatížení a musí se vzít v úvahu, že startovní moment je vždy vyšší než odběr při pracovních otáčkách. Tedy startovní kroutící moment při maximálním zatížení určuje velikost motoru. Další důležitý parametr jsou minimální otáčky, při kterých je kroutící moment konstantní. Rozdělení hydromotorů podle rozsahu pracovních otáček je uvedeno v tab. I. (podle O e h r b e r g a 1968).

Základní údaje o některých běžných typech motorů jsou uvedeny na tab. II. Volbu motoru ovlivňují ještě některé další faktory: objemová a celková účinnost, množství únikového oleje při nulových otáčkách (při mezním zatížení kroutícím momentem), životnost, schopnost pracovat jako motor i čerpadlo, váha, rozměry (možnost vestavět do náboje kola nebo disku pneumatiky), možnost přetáčení (tj. otáčet se s vyššími otáčkami při běhu naprázdno) aj.

I. Rozdělení hydromotorů podle rozsahu pracovních otáček

Typ hydromotoru	Rozsah otáček za minutu	
	$n_{min.}$	$n_{max.}$
Extrémně pomaluběžný	1	50
Pomaluběžný	1	200
Středněobrátkový	10	1000
Vysokoobrátkový	500	3000
Ultra-vysokoobrátkový	1500	10000

II. Základní údaje o běžných typech motorů

	Zubové motory s ozubením		Lamelové motory (vyvážené)	Axiální pístové motory	
	vnějším	vnitřním		konstantní	regulační
Fyzické rozměry	malé až střední	malé až střední	malé až střední	střední až velké	střední až velké
Průměrná měrná hmotnost kg/k	0,4	0,4	0,45	0,65	1,4
Rozsah pracovního tlaku kp/cm ²	7–140	7–140	7–175	7–350 i více	7–350 i více
Rozsah otáček l/min.	100–3000	100–5000	10–3000	10–3000	10–3000
Krouticí moment M v % teoretického	80–85	80–85	85–95	90–95	90–95
Startovní M v % teoretického	70–80	75–85	75–90	85–95	85–95
Dočasné přetížení M v % skutečného	110–120	115–130	120–140	120–140	120–140
Objemová účinnost %	80–90	85–90	85–90	95–98	95–98
Celková účinnost %	60–90	60–90	75–90	85–95	85–95
Životnost při polo- vičném zatížení hod.	5000–10000	5000–10000	7000–15000	15000–25000	15000–25000
Pracovní objem Reverzibilita	konstantní možná	konstantní možná	konstantní možná	konstantní velmi dobrá	proměnlivý velmi dobrá
Jako čerpadlo pracuje	dobře	dobře	dobře	velmi dobře	velmi dobře
Pořizovací náklady U. S. dol./k	2,90	3,56	3,60	5,67	8,40
Náklady na údržbu dol. ročně/k	0,37	0,32	0,32	0,18	0,22
Životnost při plném zatížení hod.	2000–5000	2000–5000	3000–6000	7000–15000	7000–15000

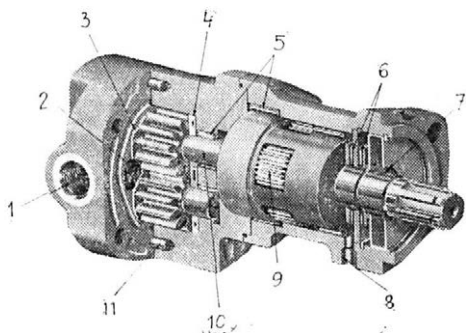
Hodnoty v této tabulce jsou průměrné; mohou se lišit u jednotlivých typů motorů značně.
Pramen: John Deere — Fundamentals of Service — Hydraulics, Moline, Ill., 1967

Protože otáčky ústrojí zemědělských strojů poháněných hydromotory se pohybují v oblasti řádu 10^3 až 10^5 otáček za minutu, mají zde mimořádný význam hydromotory s malým počtem otáček a s velkým kroutícím momentem. Takové motory mají splňovat následující požadavky (Metzger 1967):

- dovolit plynulou změnu otáček od nuly do maxima;
- mít konstantní krouticí moment v celém rozsahu otáček;
- mít malé nebo žádné kolísání kroutícího momentu v rozsahu otáček;
- vyžadovat malou sílu k vlastnímu rozběhu;

- mít vysoký krouticí moment (při zatížení, které způsobí zastavení motoru);
- mít vysoký rozběhový krouticí moment.

Tyto požadavky je možno splňovat různými technickými způsoby, o čemž svědčí rozmanitost konstrukcí. Pohon hydromotorem již prokázal řadu předností a proto jejich oblíbenost roste. Největší předností je malá měrná váha ve vztahu k výkonu motoru. Regulace je velmi snadná a nevyžaduje obvykle žádné úsilí. Použití hydromotoru má příznivý vliv na koncepci řešení stroje a zbavuje konstruktéra řady starostí. V následujícím budou popsány některé hydromotory použitelné u zemědělských strojů.

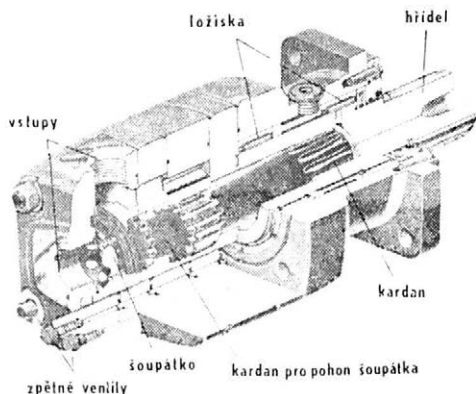


2. Zubový hydromotor BORG - WARNER s planetovým reduktorem výstupních otáček — 1) vstup oleje; 2) mazací otvor; 3) opěrná deska; 4) plovoucí přitlačná deska s těsněním; 5) tlakově mazaná jehlová ložiska; 6) axiální jehlová ložiska; 7) těsnění hřídele s dvojitým jazýčkem; 8) odvod únikového oleje; 9) planetové redukční soukolí (převodový poměr 5,23 : 1); 10) čepy a ozubené kolo jsou z jednoho kusu; 11) středící kolík

ZUBOVÉ HYDROMOTORY BORG-WARNER

Zubové motory mají velmi jednoduchou konstrukci. Bývají obvykle vysokoobrátkové, a proto vyžadují při aplikaci redukci otáček. BORG—WAGNER (obr. 2) vyrábí hydromotory s vestavěnou planetovou redukcí ve dvou konstrukčních provedeních. Lehčí provedení (s menšími pracovními objemy) má čepy ozubených kol a planetový převod uložený do jehlových ložisek (viz obrázek). Těžší provedení používá mohutná kuželíková ložiska pro uložení planetového reduktoru.

Motory tvoří řadu dvanácti velikostí

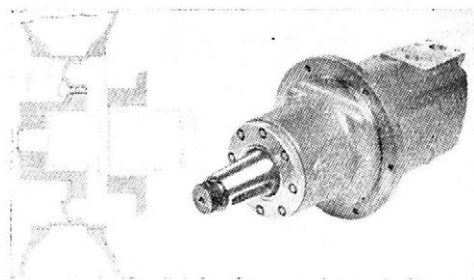


3. Pomaluběžný orbitový hydromotor CHAR LYNN

s pracovními objemy od 6,6 cm³ až do 62,3 cm³. Pracují s provozním tlakem až 210 kp/cm². Rozsah výstupních otáček je 100 až 600 za minutu. Rozsah kroutících momentů 11 až 108 kpm a rozsah výkonů 8 až 83 k. Při 380 ot/min a při tlaku 7 kp/cm² mají tyto motory rozsah průtoků od 14 do 125 l/min. Mohou pracovat s olejem teplým až 120 °C. Výstupní drážkovaný hřídel dovoluje u lehčího provedení radiální zatížení 680 kp trvale (910 špičkově) a oboustranné axiální zatížení 450 kp; u těžší poloviny řady pak radiálně 1130 kp (1810 špičkově) a axiálně 910 kp.

ORBITOVÉ HYDROMOTORY CHAR-LYNN

Čerpadla s vnitřním ozubením se vyrábějí od dvacátých let. První patent je z konce 19. století. Hydromotory s vnitřním ozubením se od čerpadla principiálně neliší. Tvoří je kroužek s vnitřním ozubením, volně otočný v tělese, s kterým zabírá excentricky uložený pastorek s vnějším ozubením. Vstupní a výstupní prostor odděluje srpovitý element vložený mezi kroužek a pastorek. Použijeme-li speciální, odvalováním vytvořený tvar ozubení a počet zubů pastorku o jeden menší než u kroužku, pak při otáčení budou všechny zuby ve stálém záběru. Vznikne tzv. gerotorový hydromotor. Jednomu otočení pastorku odpovídá $(z - 1)/z$ otočení kroužku (z ... je počet zubů kroužku). Při každém oběhu pastorku se ale přemístí z objemů mezizubového prostoru. Počátkem 60. let obdržel pan Lynn L. Charlson, zakladatel firmy CHAR-LYNN, patent na systém, v němž je kroužek pevný a pastorek rotuje v kroužku; střed pastorku se otáčí kolem středu vnějšího kroužku. Počet úplných otočení na jednu otáčku výstupního hřídele odpovídá počtu zubů pastorku. Současně se pastorek otáčí kolem vlastního středu. Tento motor se nazývá „orbitový“ (podle anglického vý-



4. Orbitový motor určený k přímému pohonu kola

Pracovní objem		cm ³ /ot	333,3	473,3	669,2	946,5
Otáčky za minutu	provozní tlak a průtok		483	341	244	175
	dočasný tlak a průtok		650	462	330	235
Krouťicí moment kpm	na 100 kp/cm ² (teoretický)		52,90	75,22	106,51	150,59
	provozní		67,5	95,6	99,5	90,4
	dočasný		100,8	142,8	131,3	134,8
Skluz motoru při tlaku 70 kp/cm ²		ot/min.	7,4	5,2	3,7	3,3
a viskozitě oleje 100 SSU		l/min.	2,44	2,44	2,44	3,12
Hmotnost v kg	expediční		35,0	36,3	36,3	40,8
	bezložiskové provedení*)		23,1	24,5	24,5	29,0

*) Pro pohony, které nezatěžují výstupní hřídel motoru radiální silou.

Pramen: ORBIT POWER — Hydraulics for Industry. Katalog č. 11 — 811 fy Char — Lynn.

razu pro oběh). Ve srovnání s gerotorovým má hřídel orbitového motoru za jinak stejných podmínek (1 : z) otáček. Gerotorové motory patří mezi vysokoobrátkové. Orbitové motory s rozsahem 10 až 800 ot/min jsou pomaluběžné motory s vysokým krouťicím momentem. Částečný řez motorem CHAR LYNN je na obr. 3. Dodávají se v různém provedení podle účelu použití. Na obr. 4 je motor v provedení pro přímý pohon kola, jehož hřídel snese značné radiální i axiální síly. Příruba k uchycení motoru je oboustranná. Motory pracují s průtokem 170 l/min (trvale a 227 l/min (dočasně); tlakem 140 kp/cm² (trvale) a 210 kp/cm² (dočasně); mohou být zapojeny do série s přípustným zpětným tlakem 70 kp/cm². Některé parametry těchto motorů jsou uvedeny

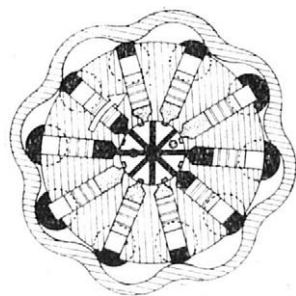
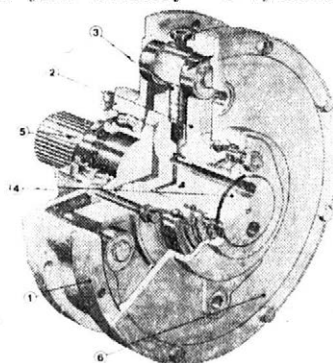
v tab. III. Nejnovější typy motorů CHAR-LYNN, určené pro pohon kol (řada „Orbitrack“), dovolí zatížit radiálně až silou 7200 kp a axiálně silou až 2300 kp, pracují s tlaky 175/262 kp/cm² u motoru s nejmenším pracovním objemem a tlaky 87,5/129,5 kp/cm² u motoru s největším pracovním objemem a dosahují maximálního krouťicího momentu 115,2/187,8 kpm.

RADIÁLNÍ PÍSTOVÝ HYDROMOTOR POCLAIN

Radiální pístové motory se kvůli rozměrům a váze používaly donedávna jen pro stacionární a průmyslové aplikace. Francouzská firma POCLAIN HYDRAULICS vyrábí řadu rotačních hydromotorů o výkonech od 30 do 280 k. Jsou určeny

5. Částečný řez a schéma radiálního pístového motoru POCLAIN

— 1) skříň z ocelolityny; 2) blok válců; 3) píst opatřený valivými ložisky; 4) rozvodový čep pevně spojený s víkem; 5) výstupní hřídel; 6) víko



Pracovní objem l/ot	Max. provozní tlak kp/cm ²	Maximální roz- běhový moment kpm	Rozsah otáček za	
			provozní	volnoběh
4,0	175	1070	0 — 60	0 — 700
2,8	250	1070	0 — 85	0 — 700
2,0	250	760	0 — 120	0 — 700
1,6	250	610	0 — 150	0 — 700

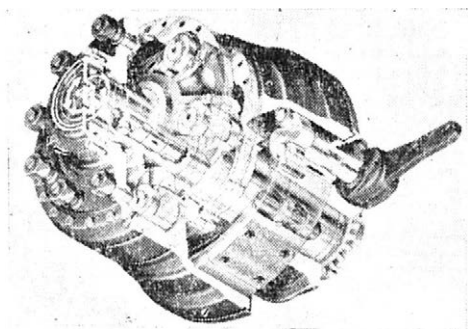
pro pohon nejrůznějších ústrojí (navijáky, dopravníky, míšiče aj.) a také pro přímý pohon kol nebo pojezdových ústrojí.

Motory mají (obr. 5) tvarovou oběžnou dráhu vytvořenou přímo ve skříni. Blok válců se otáčí a je pevně spojen s výstupním hřídelem. Vnější konec pístů je opatřen dvěma ložisky, která obíhají po oběžné dráze. Motor pracuje s provozním tlakem 300 kp/cm² a s dočasným tlakem 450 kp/cm². Maximální otáčky těchto motorů bývají od 30–35 ot/min (pomaluoběžná řada se spojkou a brzdou), přes 75–145 ot/min (řada střední) až 200–250 ot/min (řada s vyššími otáčkami) u provedení pro pohon kol mobilních strojů páso- vých i na pneumatikách. Výkony těchto jednotek jsou v rozmezí od 33 do 125 k.

RADIÁLNÍ PÍSTOVÝ HYDROMOTOR SISU

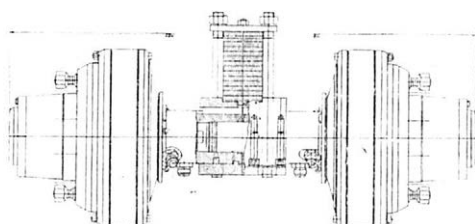
Finská firma Oy Suomen Autoteollisuus Ab v Helsinkách vyrábí pomaluoběžné radiální pístové hydromotory zn SISU (obr. 6) s parametry uvedenými v tab. IV.

Hydromotor je vybaven volnoběhem a může být také opatřen brzdou. Připevňuje se deseti šrouby na disk vozidla (v provedení jako náboj kola — obr. 7). Plný



6. Radiální pístový hydromotor SISU opatřený brzdou

krouťící moment je k dispozici již při počátku pohybu (při tzv. nulové otáčce). Lze jej radiálně zatížit už do 24 Mp, vyvine krouťící moment přes 1000 kpm a brzdový moment až 2500 kpm. Má vnější průměr 446 mm a váží podle provedení 170 až 280 kp. Lze jej použít jako motor hydrostatických vozidel nebo jako pomocný pohon nápravy návěsů a přívěsů pro dopravu v terénu.

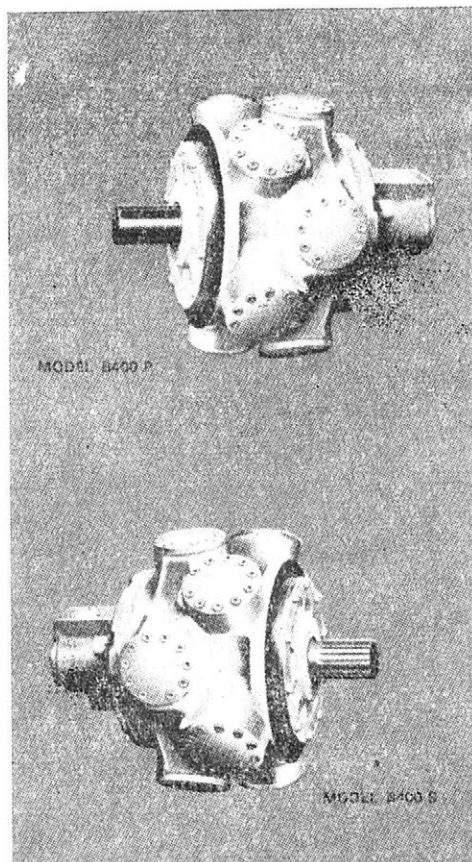


7. Náprava vlečného vozu opatřená hydromotory SISU bez brzd

RADIÁLNÍ HYDROMOTORY STAFFA

Britská firma CHAMBERLAIN INDUSTRIES Ltd. vyrábí řadu pětiválcových radiálních hydromotorů STAFFA s pracovními objemy od 189 cm³ (počáteční krouťící moment 56 kpm, maximální otáčky 500 min⁻¹ a výkon 33 k) o váze 40 kp až po dvouřadový motor, který tvoří dva pětiválcové hvězdicové motory, s pracovním objemem 6720 cm³ (počáteční krouťící moment 2220 kpm, 100 ot/min a výkon 228 k) o váze 476 kp — (obr. 8).

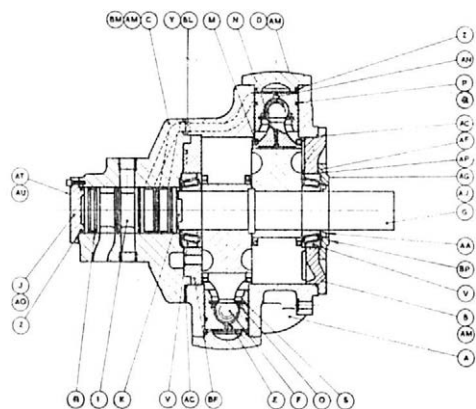
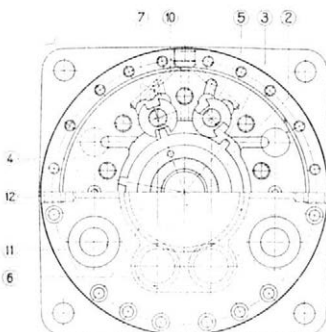
Motory pracují s trvalým provozním tlakem až 211 kp/cm² (dočasným až 247 kp/cm²) a mohou v některých případech používat místo minerálního oleje vodní olejovou emulsi nebo fosfátové estery (tj. nehořlavé pracovní kapaliny). Motory mají písty opírající se o kluzátka, mohutný výstředník uložený v kuželíkových ložiscích a šoupátkový rotační rozváděč kapa-



8. Hvězdicový pístový hydromotor STAFFA

liny (obr. 9). Kluzátka i šoupátko jsou hydrostaticky kompenzována. Mohou pracovat s minimálními otáčkami 1 až 5 min⁻¹. Dodávají se také s vestavěnou planetovou převodovkou (převodový poměr 6,375–3,48) a pak docílují kroutící moment až 5000 kpm.

10. Řez hydromotorem ROLL STAR – 1) skříň motoru; 2) rotující píst; 3) výstupek pístu (pevná lamela); 4) pracovní prostor; 5) těsnící prostor; 6) ozubená kola; 7) tlakový kompenzační prostor; 8) prstencový kanál; 9) boční deska; 10) otvory ve skříni; 11) vstup, resp. výstup oleje; 12) přípojka pro únikový olej



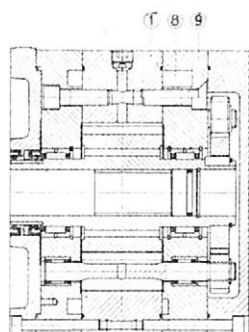
9. Řez hydromotorem STAFFA

HYDROMOTOR ROLL STAR

Západoněmecká firma ROLL STAR AG v Zofingenu vyrábí čtyři velikosti hydromotorů s rotačním pístem s rozsahem otáček od 3 do 750 za minutu. Řez hydromotorem je na obr. 10. Olej je přiváděn do pracovního prostoru skříně. Pracovní prostor omezují těsnící rotory, které jsou pomocí ozubených kol synchronizovány s rotujícím pístem. Převod je volen tak, aby rotující píst i těsnící rotory měly stejnou obvodovou rychlost. Těsnící elementy se proto po sobě nesmýkají, nýbrž pouze odvalují.

Plochy, u kterých dochází ke tření (mezi výstupky pístu a skříní a mezi těsnícím rotorem a skříní), jsou pečlivě opracovány. Skříň je vypouzdřena bronzovou vložkou. Vůle je minimální, pouze k vytvoření olejového filmu pro mazání. Protože nejsou jiné možnosti pro netěsnosti, je množství únikového oleje malé. Všechny rotující elementy jsou uloženy v jehlových ložiskách.

Dynamické vyvážení rotujících částí je zabezpečeno symetrickou konstrukcí. Sy-



Typ	Pracovní objem cm ³ /ot	Otáčky min ⁻¹		Tlak kp/cm ²		Kroucí mo- ment kpm		Výkon v k		Hmot- nost kg
		trvalé	dočasné	trvalý	dočasný	trvalý	dočasný	trvalý	dočasný	
M 15	92	750	1000	100	150	15	22	15	25	13
M 25	112	750	1000	145	280	25	45	27	63	27
M 50	224	750	1000	145	280	50	90	54	126	43
M 201	750	600	750	145	280	160	300	140	300	125

metrické uspořádání vstupních a výstupních oblastí staticky vyvažuje rotující píst. Aby se dosáhlo stejného efektu i u těsnících otvorů, jsou zde dva tlakové kompenzační prostory od sebe oddělené a spojené s tlakovou resp. ochablou oblastí prstencovým kanálem v bočné desce nebo otvory ve skříni.

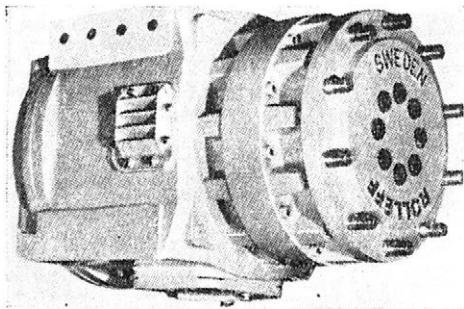
Některé údaje o těchto motorech jsou uvedeny v tab. V. Motory dosahují celkové účinnosti až 95 %. Dodávají se také s vestavěnou planetovou převodovkou a brzdou. Rada možných variant planetových převodů jedno-, dvou- i třístupňových redukuje výstupní otáčky v poměrech od 3,4 : 1 až do 215 : 1. Při planetovém převodu je třeba počítat se snížením účinnosti o 3 % na každý stupeň. Největší typ má při použití třístupňového planetového převodu 156 : 1 a při provozním tlaku 120 kp/cm² kroucí moment 20 000 kpm a 4 otáčky za minutu. Životnost motorů závisí na poměru odbíraného kroucího momentu a provozních otáček k teoretickým hodnotám podle vzorce

$$L = \left(\frac{M_t}{M} \right)^3 \cdot \frac{n_t}{n} \cdot 2000$$

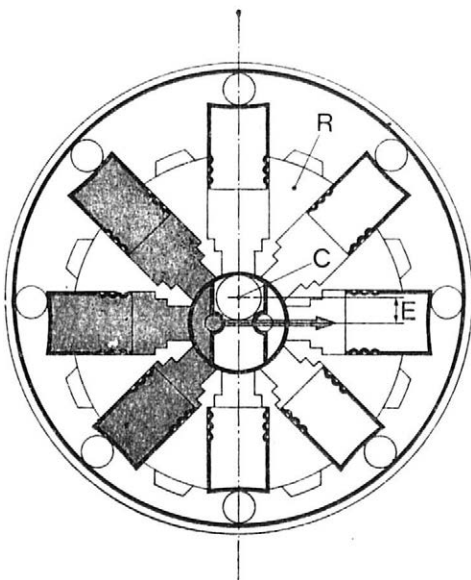
kde: L — životnost v hodinách
 M_t, M — teoretický a odbíraný kroucí moment
 n_t, n — tabulkové a skutečné otáčky

ŠVÉDSKÝ HYDROMOTOR ROLLEFF

Počátkem šedesátých let zahájila švédská firma REDERI AB SOYA z koncernu Wallenius vývoj hydrostatické jednotky nazvané ROLLEFF (Svenre 1970). V provedení jako motor se spojkou, vestavěnou brzdou a planetovou redukcí (typ DM), je velmi vhodná pro přímý pohon kol vozidel (obráz. 11).



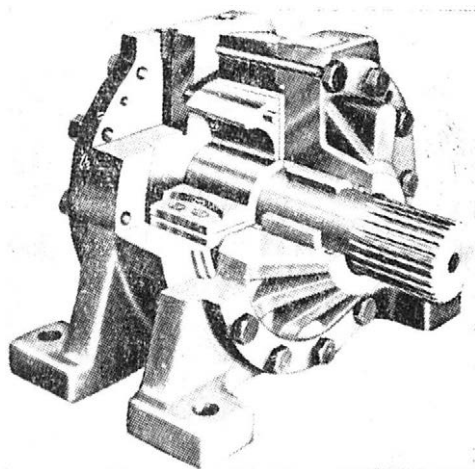
11. Hydrostatická jednotka ROLLEFF typ DM pro přímý pohon kol



12. Schéma funkce radiálního pístového hydromotoru ROLLEFF

Vlastní hydromotor se vyrábí v šesti velikostech s pracovními objemy od 0,13 l do 4,02 l. Maximální výkon motoru při provozním tlaku 210 kp/cm^2 se u jednotlivých velikostí pohybuje od 88 do 725 k. Hydromotor ROLLEFF (schéma na obr. 12) je radiální konstantní pístový motor, v němž je tlaková kapalina přiváděna na vnitřní stranu pístu. Kolem nehybného výstředně umístěného čepu (výstřednost E) se otáčí blok válců R (rotor). Písty, které se přes válečky opírají o vnitřní kruhovou dráhu skříně se středem C , vykonávají malý relativní oscilační pohyb. Jsou při tom tlačeny k válečkům pomocí pružin umístěných uvnitř.

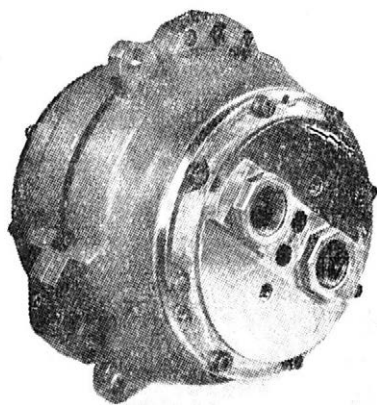
Motor dodává plný krouticí moment od nulové otáčky. Pracuje v obou směrech. Může být zatěžován velkou radiální i axiální silou. Může pracovat dočasně s tlakem 250 kp/cm^2 . Pracuje-li s tlakem 100 kp/cm^2 , pak v největším provedení má životnost až 100 mil. otáček.



13. Částečný řez oscilačního hydromotoru HY - DRO - AC

OSCILAČNÍ HYDROMOTOR HYD-RO-AC

U zemědělských strojů často potřebujeme otáčivý pohyb v rozsahu neúplné otáčky (otočení pluhu, ramena a ústrojí nakladačů, řízení kol těžkých mobilních strojů apod.). Takový pohyb může vyvolat oscilační hydromotor, který se někdy zařazuje mezi hydraulické válce pro otáčivý vratný pohyb. Americká firma HOUDAILLE INDUSTRIES vyrábí řadu oscilačních motorů, které mohou vykonávat vratný oscilační pohyb. Jsou to v podstatě jednolamelové (s maximálním otočením do 280°) nebo dvoulamelové



14. Hydromotor DYNAVECTOR používaný v astronautice

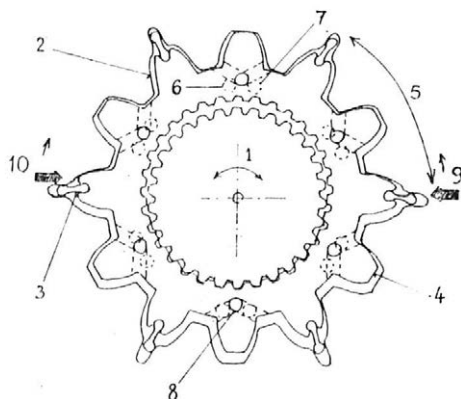
(s maximálním otočením do 100°) hydromotory, jejichž konstrukce je zřejmá z částečného řezu na obr. 13.

Motory pracují s tlakem od 7 do 210 kp/cm^2 . Účinnost při použití jedné lamely je 90% , u dvoulamelového až 95% (vztaženo k teoretickému krouticímu momentu). Při provozu s nižším tlakem snese hřídel motoru i značné axiální zatížení. Motory se vyrábějí ve čtyřech velikostech s patkovým nebo přírubovým připevněním. Krouticí moment závisí na šířce motoru. Největší typ vyvine při dvoulamelovém provedení (max. otočení o 100°) krouticí moment 2625 kpm a při jednolamelovém provedení (otočení o 280°) moment 1255 kpm . Oscilační hydromotor je vhodný i pro vyvození lineárního pohybu břemene. Použijeme-li hydraulický válec, pak jej musíme dimenzovat tak, aby dokázal urychlit břemeno co nejrychleji do konstantní rychlosti pohybu pístu. Oscilační motor pohybuje břemenem přes klikový mechanismus a počátek a konec pohybu se děje rychlostí blízkou k nule. Pro daný cyklický pohyb vyjdeme při použití oscilačního motoru s čerpadlem s podstatně menším průtokem v hydraulickém obvodu.

MOTOR DYNAVECTOR FY BENDIX

Tento motor byl původně vyvinut (Read a Verge 1969) pro použití v kosmu. Je velmi lehký, spolehlivý a snadno výrobitelný. Na obr. 14 je v provedení, při kterém pracuje s tlakem 210 kp/cm^2 jako zařízení pro vyvinutí vysokého krouticího momentu (1150 kpm).

Princip práce je zřejmý z obr. 15. V nehybném kroužku (2) opatřeném vnitřním ozubením se může omezeně pohybovat prstencové kolo (4) se stejným počtem zubů, jaký má kroužek. Pomocí lamel (3) se vytvoří řada pracovních prostorů (5),



15. Schéma funkce oscilačního motoru DYNAVECTOR — 1) výstupní hřídel s ozubeným kolem; 2) stojící kolo s vnitřním ozubením; 3) těsnící lamela; 4) prstencové ozubené kolo; 5) pracovní prostor; 6) vstup A; 7) vstup B; 8) vstup do pracovního prostoru; 9) vektor A; 10) vektor B

do kterých se vpouští vstupy (6) resp. (7) tlaková kapalina. Při naplnění pracovního prostoru vznikne silový vektor (9) resp. (10), který vyvolá omezený pohyb prstencového ozubeného kola. Při tomto pohybu se mění vzájemná poloha vstupů (6) a (7), které přes otvor (8) spojují tlakovou a ochablou stranu s pracovním prostorem. Vektor (9) vyvolaný tlakem v pracovním prostoru se přesouvá po obvodu prstencového kola. Prstencové kolo je opatřeno vnitřním ozubením, které zabírá do vnějšího ozubení výstupního hřídele (1). Protože počet zubů hřídele je menší, je zde epicyklický zubový převod do pomalu. Silový vektor musí tedy mnohokrát oběhnout postupně všemi pracovními prostory, než se uskuteční jedna otáčka výstupního hřídele.

Read a Verge (1969) popisují jednoduchou a levnou verzi tohoto motoru pro použití v zemědělství (typ HL - 015 - U 1), při jehož konstrukci bylo použito levných součástí vyrobených práškovou metalurgií a při montáži lepení pryskyřicemi. Motor pracoval s tlakem 140 kp/cm², výkon 0,38 k a s otáčkami v rozsahu 18 až 40 za minutu. Vyvinul moment asi 12 kpm. Motor DYNAVECTOR má velké potenciální možnosti. Zkouší se modely s převodovým poměrem 98 až 392 : 1. Může pracovat také jako motor na stlačený vzduch.

Literatura

- BEACHAM T. E., 1953, Variable Stroke Pumps for Power — Some Design Considerations. Proc. Conf. Hydraulic Mechanism, Instn. Mech. Engrs., Londýn.
- BEACHAM T. E. 1962, Historical Development of Oil Hydraulic Power Transmission and Control. Proceedings of the Conference on Oil Hydraulic Power Transmission and Control, Instn. Mech. Engrs., Londýn.
- METZGER J., 1967, Low Speed, High Torque Motors: How They're Used — What's Available. Hydraulics & Pneumatics (20), 9.
- OEHRBERG C. V., 1968, Gerotor Motor and ORBIT Motor Operating Principle and Gearing, Danfoss, Nordborg.
- READ R. G., VERGE K. W., 1969, Dynavector High Torque, Low Speed Motor. ASAE Paper 69 — 609, ASAE, St. Joseph, USA.
- SVENRE T., 1970, High Torque Motor Pump Unit. Fluid Power International, October.
- THOMA H., 1958, High — Pressure Hydraulic Power Transmission, Proc. Instr. Mech. Engrs., Sv. 173, Londýn.
- Dále byla použita firemní literatura podniků:
- Hydraulics Houdaille, Buffalo, USA
- Chamberlain Industries Ltd, London, Vel. Británie
- Char — Lynn Comp., Eden Prairie, USA
- Oy Suomen Autoteollisuus Ab, Helsinky, Finsko
- Poclain Hydraulics, Le Plessis — Belleville, Francie
- Rederi AB Soya, Hägersten, Švédsko
- Rollstar AG, Zofingen, NSR
- Warner Gear/Warner — Motive, Div. of Borg Warner, Muncie, USA

POKYNY PRO AUTORY

Od 1. 1. 1973 je zavedena nová úprava článků, které mají být publikovány v časopise Zemědělská technika.

USPOŘÁDÁNÍ PŮVODNÍ PRÁCE

Název práce

Název práce (titul) nemá přesahovat 85 úhozů. Je nutné vyvarovat se v názvu obecných frází. Každý zaslaný článek musí být samostatnou prací; články na pokračování nemohou být publikovány. Stejně tak jsou vyloučeny podtitulky článků. Jména autorů se uvádějí bez titulů s počátečním písmenem křestního jména.

Souhrn

Souhrn má být nekritickým informačním výběrem významného obsahu a závěru článku. Musí vyjádřit všechno podstatné, zejména: nástin studovaného problému, teoretické řešení, experiment, metodiku a výsledky pokusů, závěry. Nemá obsahovat informace obsažené v názvu článku, komentáře a diskusní názory autora, jakož i zbytečné podrobnosti nebo seznamy názvů a termínů. Souhrn nemá překročit 20 řádků.

K rukopisu se připojí tři exempláře souhrnu navíc, a to na samostatných listech pro překlady do dalších jazyků. Je vítáno dodání základních odborných termínů pro překlad souhrnu v angličtině, němčině a ruštině.

Klíčová slova

Pod souhrn je nutné připojit klíčová slova. Klíčovým slovem se rozumí termín, i víceslovný, vystihující hlavní předmět tématu a hlavní hlediska, podle nichž autor o tomto tématu pojednává. Vyjadřují podstatu práce a usnadňují bibliografické zařazení práce. Nemá jich být méně než tři a více než dvanáct. Začínají malým písmenem a oddělují se středníkem.

Úvod

Úvod má stručně vystihnout vědecký, ekonomický i praktický význam práce, současný stav studované otázky a účel výzkumu. V úvodu je nutné se vyhnout rozsáhlým historickým přehledům. Uvádí se bez nadpisu; je možné v něm citovat k práci se vztahující autory, doporučuje se uvádět jich co nejnižší počet.

Metodika

Metodika (objekt výzkumu nebo studia) se uvádí původní; u převzaté metodiky se uvede odkaz na literaturu a popíše se případné odchylky.

Vlastní práce

V ideálním případě má práce obsahovat jak teoretické řešení, tak i experimentální vyšetření a konfrontaci výsledků teoretických a experimentálních.

Výsledkem teoretického řešení by mělo být odvození pracovní hypotézy či teoreticky očekávaných výsledků.

Experimentální část by měla obsahovat ověření teoretického řešení. Uvádějí se výsledky pokusů v přehledné formě; dává se přednost grafům před obsáhlými tabulkami. Neuvádějí se všechna měření, mezivýsledky výpočtů, stejně tak jako běžné či opakující se metody matematického zpracování. Rozbor výsledků má za úkol porovnat teoretické a experimentální výsledky vlastní práce.

Diskuse

Obsahuje zhodnocení práce, diskutuje se o možných nedostacích a práce se konfrontuje s výsledky dříve publikovanými. Je žádoucí, aby diskuse obsahovala zobecnění výsledků.

Závěr

Tato kapitola má obsahovat stručné shrnutí poznatků, jejich ekonomické hodnocení, návrh na využití v praxi či v dalším výzkumu.

Literatura

V textu práce se při odkazu na citaci postupuje podle ČSN 01 0197. Do seznamu literatury se zařadí jen práce citované v textu článku. Citace jsou seřazeny abecedně.

Citace knihy: Jméno, zkratka křestního jména, rok vydání, název knihy, vydavatel, počet stran.

Citace časopisu: Jméno, zkratka křestního jména, ročník, název článku, název časopisu, číslo stránky.

Technická úprava časopisu

Úprava rukopisu má odpovídat ČSN 88 0220. Příloh tabelárních, grafických a jiných má být jen nezbytně nutný počet. Nepřipouští se duplicita tabulek a grafů.

Rukopis má být psán strojem po jedné straně papíru formátu A4 s dvojitou mezerou mezi řádky. Dodržuje se 60 úderů včetně mezer na jeden řádek při 30 rádcích na stránce. Text se dodává ve dvou exemplářích. Rozsah textové části práce nesmí přesahovat 15 stran rukopisu.

Tabulky musí být dodány jako samostatná část (nesmějí být začleněny do textu), průběžně číslovány a opatřeny titulky.

Fotografie musí být na lesklém papíře, kontrastní, rozměrů 9 × 12 cm (nebo 12 × 18), mají mít funkční a nejen ilustrační náplň.

Grafy a diagramy je nutno kreslit tuší na bílém kreslicím nebo průsvitném papíru v jednotlivých rozměrech ve zvětšeném měřítku, a to: A5 — osmina archu — 148 × 210 mm — popisky velikosti 2-3 mm; A4 — čtvrtarch — 210 × 297 mm — popisky velikosti 3-4 mm; A3 — půlarch — 297 × 420 mm — popisky velikosti 4-5 mm.

Pro označení v grafech i diagramech se používají čísla. Vysvětlující text k příslušnému číslu se uvede na samostatném seznamu titulků. Popisky (číselná označení) musí být psány v jednotné úpravě (podle ČSN). Graf (diagram) lze také dodat v pracovním provedení k jednotné úpravě zadávané redakcí s tím, že honorář za překreslení bude odečten z autorského honoráře.

Fotografie i grafy se číslují průběžně a titulky k nim se uvedou na zvláštním listu.

Pokud autor používá v práci zkratk jakéhokoliv druhu, je nutné, aby byly alespoň jednou vypsány, aby se předešlo omylům při překladech. V názvu práce a v souhrnu je lépe zkratk neužívat.

Na zvláštním listě uvede autor akademický titul, křestní jméno, jméno vědeckou hodnost, název a adresu pracoviště.

K práci je nutné dále připojit souhlas vedoucího pracoviště s publikací článku a prohlášení autora, že článek nezaslal jinému časopisu ani v ČSSR ani v zahraničí.

OBSAH

Ramacsay L.: Niektoré fyzikálne vlastnosti slepačieho trusu v klieťkovom chove	129
Prokop K.: Modifikace modelu „sklizeče-dopravní prostředky- sklad“	135
Oubrecht J.: Vývoj energetické nasycenosti pracovního času polních traktorových soupřav v zemědělských socialistických podnicích ČSSR	143
Janáč K.: Požadavky na funkci dverí u vrat stajní	151
ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA V ZAHRANIČÍ	
Hutla D., Sulek V.: Nové stroje urychlující schnutí píce na poli	165
Kosbuba K.: Rotační hydromotory s malým počtem otáček a velkým krouticím momentem	169

СОДЕРЖАНИЕ

Рамачай Л.: Некоторые физические свойства птичьего помета при клеточном содержании (134). — Прокоп К.: Модификация модели уборочные машины — транспортные средства — склад (142). — Оубрект Й.: Развитие энергетической насыщенности рабочего времени полевых тракторных агрегатов в сельскохозяйственных социалистических предприятиях ЧССР (148). — Янач К.: Требования и функции дверей и ворот животноводческих помещений (163).

CONTENT

Ramacsay L.: Some Physical Properties of Poultry Dung in Cage Rearing (134). — Prokop K.: Modification of the Model Harvesters — Means of Transport — Store (142). — Oubrecht J.: The Development of the Energetic Saturation of the Work-Time of the Field Tractor Units on the Socialist Farms in Czechoslovakia (148). — Janáč K.: Requirement for the Function of Doors and Gates in Livestock Buildings (164).

INHALT

Ramacsay L.: Einige physikalische Eigenschaften des Hühnerkots bei Käfighaltung (134). — Prokop K.: Modifikation des Modells Erntemaschine-Transportmittel-Lager (142). — Oubrecht J.: Entwicklung der energetischen Sättigung der Arbeitszeit von Feldschlepperaggregaten in den sozialistischen landwirtschaftlichen Betrieben in der ČSSR (149). — Janáč K.: Anforderungen an die Funktion von Stalltüren und -toren (164).

TABLE DES MATIÈRES

Ramacsay L.: Quelques propriétés physiques des excréments de poule dans l'élevage en cages (Rés. An, Al/134). — Prokop K.: Modification du modèle — récolteuses-moyens de transport-dépôt (Rés. An, Al/142). — Oubrecht J.: Evolution de la saturation énergétique du temps de travail dans les entreprises socialistes agricoles en Tchécoslovaquie (Rés. An/148, Al/149). — Janáč K.: Impératifs posés sur la fonction des portes et des portes-cochères des étables (Rés. An, Al/164).

Rozšiřuje Poštovní novinová služba. Objednávky a předplatné přijímá PSN - ústřední expedice tisku, administrace odborného tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Lze též objednat u každé pošty i poštovního doručovatele. Objednávky do zahraničí vyřizuje PNS - ústřední expedice tisku, oddělení vývozu tisku, Jindřišská ulice 14, 110 00 Praha 1. Vytiskl MÍR, novinářské závody, n. p., závod 6, Legerova 22, 120 00 Praha 2.