

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

10

ROČNÍK 11 (XXXVIII)
PRAHA,
ŘÍJEN 1965
CENA 10 Kčs

ÚSTAV
VĚDECKOTECHNICKÝCH
INFORMACÍ MZLVH

Rídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), inž. Karel Bernhard, inž. Josef Dovrtěl, inž. Stanislav Haš, inž. Karel Joza, doc. inž. Karel Koč, doc. inž. Karel Koskuba, CSc., inž. Josef Martaus, CSc., inž. Vladimír Piša, inž. Vladimír Suchý, doc. inž. Zdeněk Steffl, inž. Jaroslav Šulc, doc. inž. Miroslav Thér, CSc., doc. inž. Ján Tomovčík, CSc., inž. Alois Vávra

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací MZLVH, Praha 1965



Vědecký časopis ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA uveřejňuje studie, rozborů a vědecká pojednání o vyřešených úkolech výzkumu v oboru zemědělské techniky. Vydává Ústav vědeckotechnických informací ministerstva zemědělství, lesního a vodního hospodářství. Vychází měsíčně. Redakce: Praha 1, Slezská 7, telefon 224181-9. Celoroční předplatné Kčs 120,—



Научный журнал ЗЕМЕДѢЛЬСКАЯ ТЕХНИКА публикует обзоры, анализы и научные статьи о разрешенных заданиях по научному исследованию в области сельскохозяйственной техники. Издает Институт научно-технической информации Министерства сельского, лесного и водного хозяйства. Выход в свет ежемесячно. Редакция Прага 1, Слезска 7.



The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Institute of Scientific and Technical Information of the Ministry of Agriculture, Forestry and Water Management. Issued monthly. Editorial office Prague 1, Slezská 7.



Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben vom Institut für wissenschaftlich-technische Informationen des Ministeriums für Land-, Forst und Wasserwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion Prag 1, Slezská 7.



Le journal scientifique ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publie les études, analyses et traités scientifiques concernant les tâches de recherches résolues dans le domaine de technique agricole. Publié par l'Institut des renseignements scientifiques et techniques du Ministère de l'agriculture, des eaux et des forêts. Paraît une fois par mois. Rédaction Prague 1, Slezská 7.

1. ÚVOD

1.1 Pojmem agregace traktoru s nářadím se definuje jakékoliv dočasné spojení energetického zdroje (traktoru) s pracovním mechanismem (nářadím, strojem), při kterém celek (agregát) může vykonávat užitečnou práci. V tomto článku budou sledovány vlastnosti agregace traktoru s taženým nářadím, obzvláště s pluhem. Je celá řada způsobů tažení nářadí, odlišujících se navzájem konstrukcí i funkcí závěsu, jež vznikly nebo stále vznikají během dlouholetého vývoje agregace. Různé druhy taženého nářadí však mohou být začleněny do jedné ze tří takto definovaných skupin¹⁾:

a) Přívěsné nářadí, připojitelné k traktoru prostřednictvím táhla takovým způsobem, že traktor nemůže nářadí zvednout.

b) Polonesené nářadí, připojitelné k traktoru různými prostředky takovým způsobem, že traktor může alespoň většinu hmoty nářadí zvednout a v pracovní agregaci se na traktor přenáší též část svislých sil, působících na nářadí.

c) Nesené nářadí, připojitelné k traktoru různými prostředky takovým způsobem, že traktor může zvednout celou hmotu nářadí a v pracovní agregaci se na traktor přenáší veškeré silové účinky, působící na nářadí.

Stupeň vytížení traktoru nářadím²⁾ je nutno podle závěrů práce [5] posuzovat s ohledem na tyto činitele:

a) co nejdokonalejší využití výkonu motoru (v režimu jako hospodárné spotřeby paliva) k realizování tahového výkonu, což znamená práci v oblasti vysoké tahové účinnosti. Podmínkou tedy není práce s co nejnižším prokluzem, nýbrž s vhodným prokluzem;

b) zachování určitého procenta váhy traktoru na předních kolech k zajištění stability a říditelnosti;

c) adhezní tlaky na zadních hnacích kolech nemají překročit předpokládané únosnosti pneumatik.

Agregace traktoru s taženým nářadím musí být tedy hodnocena pomocí těchto tří základních veličin:

a) Součinitel využití adheze (SVA) hnacích kol, tj. poměr tečné (obvodové) síly na hnacích kolech k adhezním tlakům působícím na tato kola. SVA tvoří přímé pojítko mezi silovými účinky, tahovou účinností a prokluzem traktoru.

¹⁾ Terminologicky a významově rozdělení souhlasí s klasifikací traktorového nářadí podle doporučené normy ČSN 470 020 z r. 1960 — Rozdělení a definice zemědělských strojů a nářadí, článek 13. Definice jsou upraveny s ohledem na účel této práce.

²⁾ Kromě tohoto vytížení, jež lze nazvat silovým, je možno definovat též výkonové (celkové) vytížení traktoru, resp. motoru, jež se vztahuje nejen na silové údaje, nýbrž i na dosažitelnou pracovní rychlost a výkon obdrženy na vývodovém hřídeli.

b) Procento váhy traktoru na předních kolech k zajištění řiditelnosti a stability agregátu, jež je definováno pomocí součinitele k , který vyjadřuje poměr žádaného adhezního tlaku na předních kolech traktoru k jeho váze.

c) Velikost adhezního tlaku na zadních kolech, který způsobuje namáhání hnacích pneumatik radiální silou.

Za ideální se považuje takové vytižení traktoru, které slučuje nejvýhodnější kombinaci základních veličin. V práci [5] byly stanoveny tyto ideální hodnoty: $SVA \mu_o = 0,53$; $k_o = 0,22$ a poměr adhezního tlaku na jedno zadní kolo $\Gamma_y = Y_B/2G$ k únosnosti pneumatiky $\Gamma = Q/G$ nepřevyšující hodnotu 0,91. Veličiny μ_o a k_o určují společně s parametrem λ_a (poměrná statická váha na předních kolech) polohu ideálního závěsného bodu M , který má tu vlastnost, že jím musí procházet všechny vnější síly, které mohou ideálně vytižit traktor. Velikost těchto ideálních sil je závislá na úhlech Θ vzhledem k vodorovné ose, pod kterými působí.

Náradí obvykle traktor nevytiží. Stupeň vytižení traktoru se objektivně zjistí přímým porovnáním skutečných základních veličin μ ; k ; Γ_y/Γ s veličinami ideálními. Měřítkem pro hodnocení je tzv. míra nevhodnosti [5], jež může být dílčí pro jednotlivé veličiny nebo celková pro současné zhodnocení. Ideální vytižení je hodnoceno mírou nevhodnosti $\varkappa = 0$, přípustná míra nevhodnosti má velikost $\varkappa \leq 0,5$ a mez nevhodnosti velikost $\varkappa \geq 1$.

1.2 Agregace traktoru s taženým náradím je především silovým problémem. Vzhledem k většímu počtu obecně působících silových účinků je vhodné použít grafické metody řešení, která je názorná a rychlá. Tato metoda se vyskytuje v řadě prací, jež pojednávají o vlivu náradí na traktor [4, 6, 7, 10, 11]. Sečtením sil a reakcí na náradí je obvykle možno určit jediný silový účinek, kterým náradí působí na traktor; traktor se tak uvažuje v jakékoli agregaci odděleně od náradí.

V této práci je grafická metoda uplatněna důsledně i na vyhodnocení základních veličin, určujících vytižení traktoru podle odstavce 1.1.

1.3 Předmětem předkládané práce je posouzení a objektivní zhodnocení možných způsobů agregace traktoru s pluhem při využití poznatků o ideálním vytižení traktoru. Po formální stránce jde o grafickou interpretaci teorie ideálního vytižení. Práce má též za úkol stanovit, jakými prostředky (kvalitativně i kvantitativně) lze zlepšit efektivnost určité nedokonalé agregace traktoru s pluhem.

Obsahově je práce rozdělena na tři základní části:

- a) vytižení traktoru pluhem při různých způsobech agregace,
- b) zhodnocení efektivnosti různých způsobů agregace,
- c) možnosti zvýhodnění agregace určitého traktoru s určitým pluhem.

2. VYTIŽENÍ TRAKTORU PLUHEM PŘI RŮZNÝCH ZPŮSOBECH AGREGACE

2.1 Grafická metoda, použitá jak k silovému řešení agregace, tak i k vyhodnocení základních veličin, je obecně a na příkladech vysvětlena ve stati 6.1.

2.2 Pro porovnatelnost závěrů se budou veškerá řešení týkat jednotného kolového traktoru s výkonem motoru nad 50 k, který pracuje s tříradličným pluhem o celkovém záběru 3×35 cm. Základní údaje o typickém traktoru uvádí tabulka I.

Průměrný součinitel valení traktoru je uvažován $f = 0,10$.

Základní údaje o pluzích uvádí tabulka II.

2.3 Seznam řešených způsobů agregace a jim příslušných obrázků je uveden v tabulce III.

Obrázky i silová schémata jsou kreslena v měřítku tak, aby co nejlépe vystihla skutečnost, avšak zjednodušeně. Poloha ideálního závěsného bodu M je podle [5] určena těmito veličinami: $\mu_o = 0,53$, $k_o = 0,22$.

I. Základní údaje o typickém traktoru

Údaj	Označení	Rozměr	Velikost
Nejmenší pracovní váha	G_1	kp	2600
Poměrná statická váha na zadních kolech	$\lambda_{b1} = G_{z1}/G_1$	kp/kp	0,58
Dotížení zadní nápravy*)	ΔG_z	kp	800
Dotížení předních kol	ΔG_p	kp	200
Největší provozní váha**)	G_2	kp	3600
Poměrná statická váha na zadních kolech**)	$\lambda_{b2} = G_{z2}/G_2$	kp/kp	0,64
Rozvor	l	mm	2300
Výška tažné lišty	h_H	mm	400 – 500
Pneumatiky:			
a) přední — rozměr		palce	7,50 – 16
účinný poloměr při tlaku 2 at	r_A	mm	374
b) zadní — rozměr		palce	14 – 32
jmenovitý počet vložek		—	6
účinný poloměr při tlaku 1,1 at	r_B	mm	725
normální únosnost při tlaku 1,1 at	Q	kp	1820
zvýšená únosnost při tlaku 1,1 at ***)	Q_m	kp	2200

*) Včetně traktoristy

**) Těchto údajů je použito při silových řešeních

***) Zvýšená únosnost $Q_m = 1,2 Q$ při práci s nářadím do rychlosti 16 km/h podle [14].
K posouzení agregace bude pokud možno uvažována únosnost 2000 kp.

II. Základní údaje o pluzích

Údaj	Označení	Rozměr	Velikost
Měrný odpor půdy*)	k_f	kp/dm ²	65
Počet plužních těles		—	3
Pracovní záběr pluhu	B_n	cm	3 × 35
Pracovní hloubka	h_p	cm	22
Pracovní odpor výsledný	R	kp	1520
Sklon síly pracovního odporu	α	stupeň	10
Složky pracovního odporu	R_x	kp	3 × 500
	R_y	kp	260
Váha pluhu v provedení	G_n	kp	
a) přivěsném			630
b) poloneseném			410
c) neseném			380

*) Zahrnuje síly na řezání, zvednutí a obracení skývy, jakož i třecí reakci boční stěny brázdy na plazové desky (viz stať 6.2)

III. Seznam řešených způsobů agregace

Označení	Způsob agregace pluhu s traktorem	Podrobnější vysvětlení	Obrázek č.
A 1	přívěsný	závěs do stopy těžiště pluhu	1
A 2	přívěsný	závěs do středu odporu pluhu	1
B 1	polonesený	standardní tříbodový závěs	2
B 2	polonesený	tříbodový závěs, hloubkové kolo vzadu	2
B 3	polonesený	dvoubodový závěs, hloubkové kolo vzadu*)	3
B 4	polonesený	tříbodový závěs, upravené směry ramen	4
B 5	polonesený	tříbodový závěs s nadlehčováním**)	5
C 1	nesený	standardní tříbodový závěs***)	6
C 2	nesený	dvoubodový závěs*) ***)	7
C 3	nesený	ideální závěs	8

*) Odpovídá např. závěsu IHC „Fast Hitch“

**) Reakce na hloubkové kolo pluhu je rovna 25 % váhy pluhu

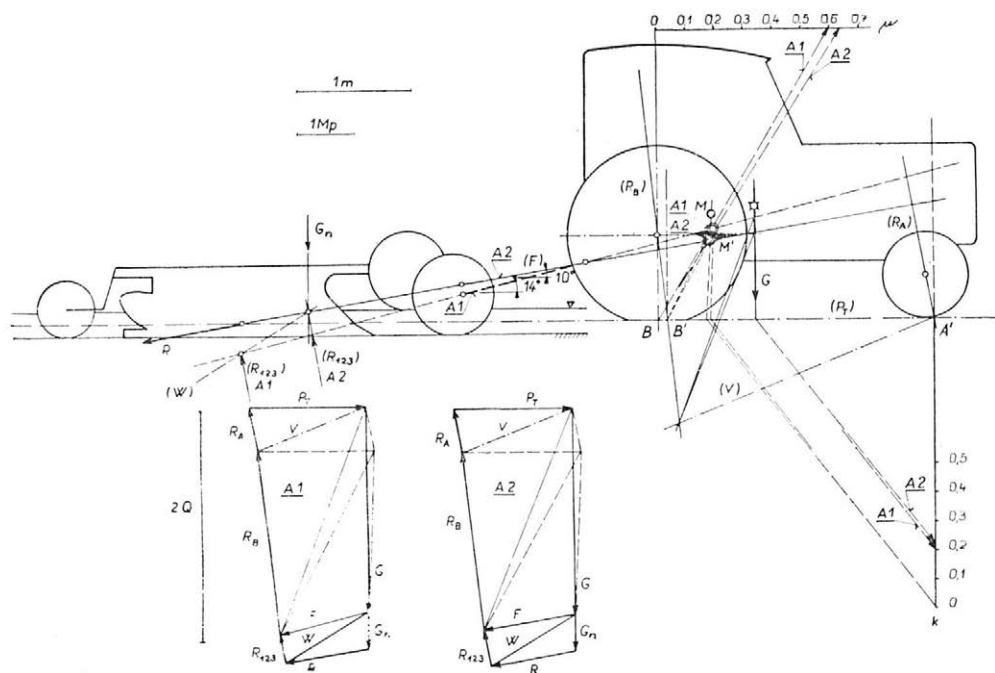
***) Řešení odpovídá silové, polohové nebo smíšené regulaci hloubky

2.4 Poznámky k jednotlivým způsobům agregace

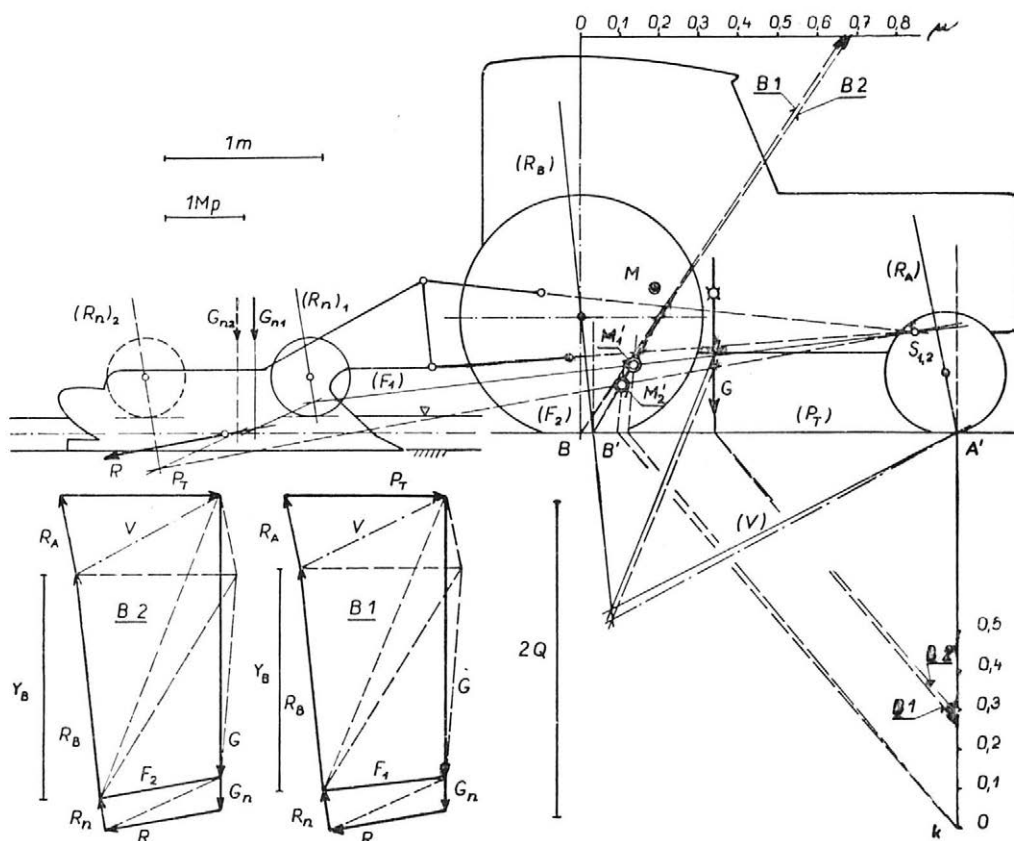
Způsoby A 1,2 – přívěsný pluh (obr. 1)

Závěs do stopy těžiště pluhu s úhlem $\theta = 14^\circ$ podle Gorjačkina [3] – způsob

A 1 – umožňuje poněkud lépe vytižít traktor než závěs do středu odporu pluhu podle



1. Agregace traktoru s přívěsným pluhem



2. Agregace traktoru s poloneseným pluhem – standardní tříbodový závěs

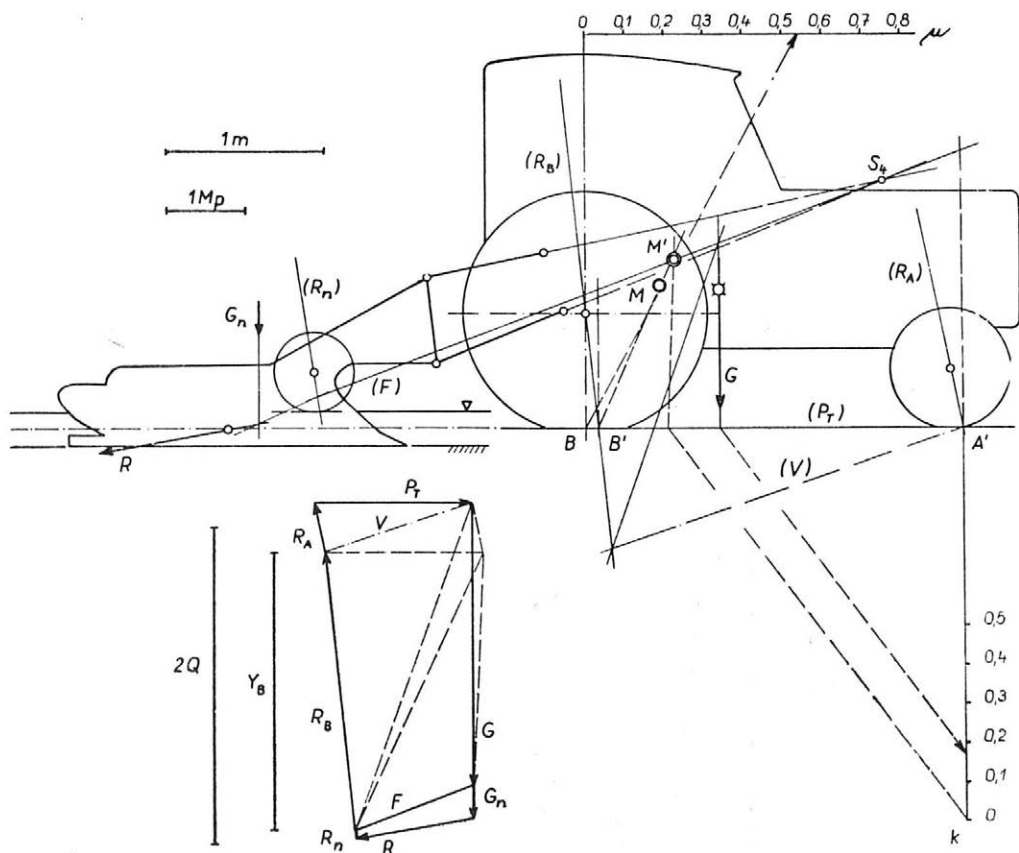
Clydea [12] — způsob A 2. Bližší údaje o vlastnostech závěsů jsou uvedeny ve stati 6.3. Na traktoru je v obou agregacích použito výšky tažné lišty 500 mm. V případě, že by závěs A 1 příliš odlehčoval předek pluhu a ten by se špatně zahluboval a nedržel pracovní hloubku, bylo by třeba přivést pluh k tažné liště traktoru níže, např. ve výšce 400 mm. Závěs A 2 naopak zajišťuje, že rozložení reakcí na kolech pluhu je téměř stejné jak staticky (v dopravní poloze), tak i při práci a pluh se přisaje ke dnu brázdy. Zvýšení tažné lišty na 600 mm by přineslo lepší vytižení traktoru, protože by se zvětšil úhel závěsu.

Způsoby B 1,2 — polonesený pluh (obr. 2)

U standardního tříbodového závěsu je hloubkové kolo zatíženo větší reakcí než představují váha pluhu a svislá složka pracovního odporu dohromady. Traktor tedy není v této agregaci pluhem dotížen. To se projevuje špatným vytižením traktoru, tj. zbytečně velkou zálohou adheze na předních kolech a příliš vysokým SVA zadních hnacích kol. Přesunutím hloubkového kola dozadu se sice reakce na toto kolo poněkud sníží, ovšem bez příznivého účinku na vytižení traktoru. V případě, že se pluh třeba i přechodně dostane do půdy s větším odporem, traktor bude nadměrně prokluzovat, nebo pluh při této hloubce orby neutáhne.

Způsob B 3 — polonesený pluh (obr. 3)

Okamžitý střed otáčení dvoubodového závěsu, dosti zřídka používaného, se přesouvá do bodu S_3 blíže k nářadí. Hloubkové kolo pluhu, jež je umístěno vzadu, je méně zatíženo než v případech B 1,2 a sklon síly F je větší. Proto se též SVA snižuje na příja-



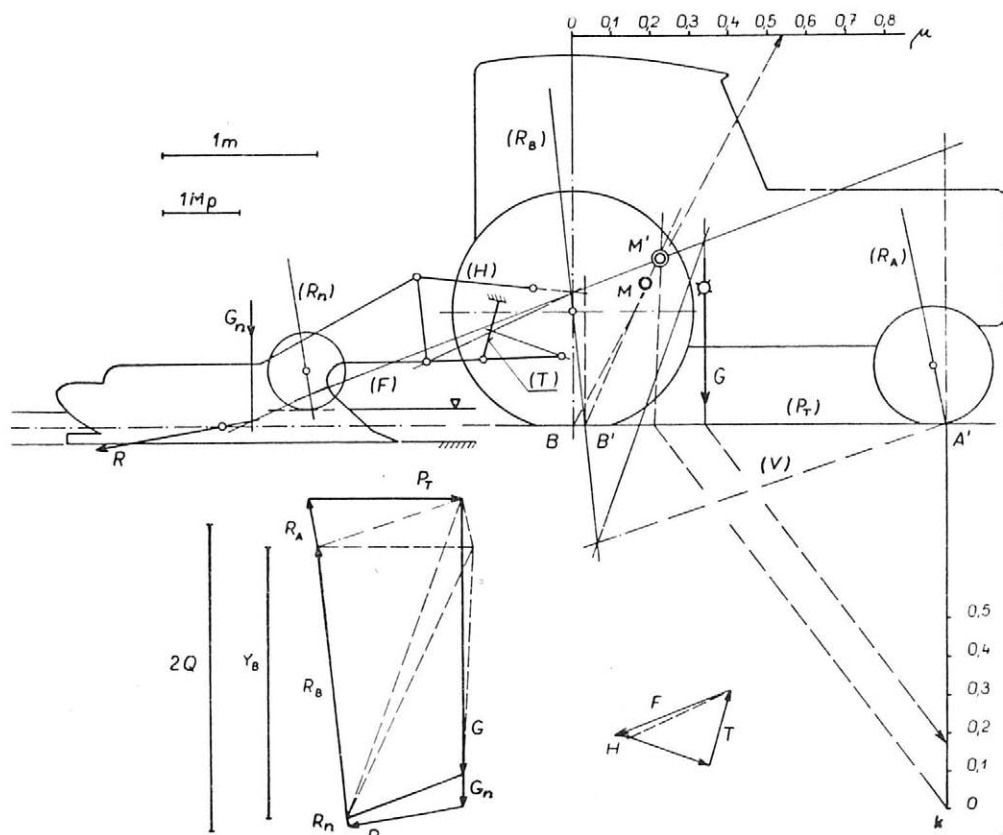
4. Agregace traktoru s poloneseným pluhem — tříbodový závěs s upravenými směry ramen k lepšímu dotížení traktoru

bování ovšem mění svou polohu. V případě, že nadlehčování se děje zaváděním tlakového oleje do zvedaného válce a že tlak oleje je omezován škrticím protikluzovým ventilem, nelze obvykle tohoto způsobu použít nastálo, protože třením při škrcení se olej zahřívá. Nadlehčení nářadí tedy většinou neznámá řešení pro dlouhodobou práci, nýbrž pouze výpomoc v nouzovém případě. Bez nadlehčování pracuje traktor způsobem podle B 1, tedy se špatným vytížením i provozními vlastnostmi.

Novější typy závěsů s nadlehčováním mají škrcení oleje regulováno buď polohovým způsobem (tlak oleje závisí na výšce některé části nářadí nad povrchem pole — např. fa Hanomag), nebo silovým způsobem (tlak oleje závisí na odporu pracovních orgánů — např. Zetory). Druhý způsob má výhodu ve zrovnoměnění prokluzu traktoru, protože při větším tahu jsou zadní hnací kola více zatížena. Byly realizovány i mechanické způsoby nadlehčování nářadí pomocí pružin, spojených s dolními rameny závěsu (fa IHC).

Způsob C 1,2 — nesený pluh (obr. 6, 7)

Při agregaci s neseným pluhem je traktor velmi dobře vytížen. SVA_{μ} je nižší než μ_o , takže traktor má dostatečnou zálohu adheze i pro přechodné zvýšení pracovního odporu pluhu. Adhezní tlak na předních kolech je bohužel nižší než žádaný. Vytížení traktoru je stejné u tříbodového a dvoubodového závěsu, protože nářadí tvoří v obou případech z hlediska mechaniky jediný tuhý celek. Rozdíl je pouze ve velikosti síly T ve zve-



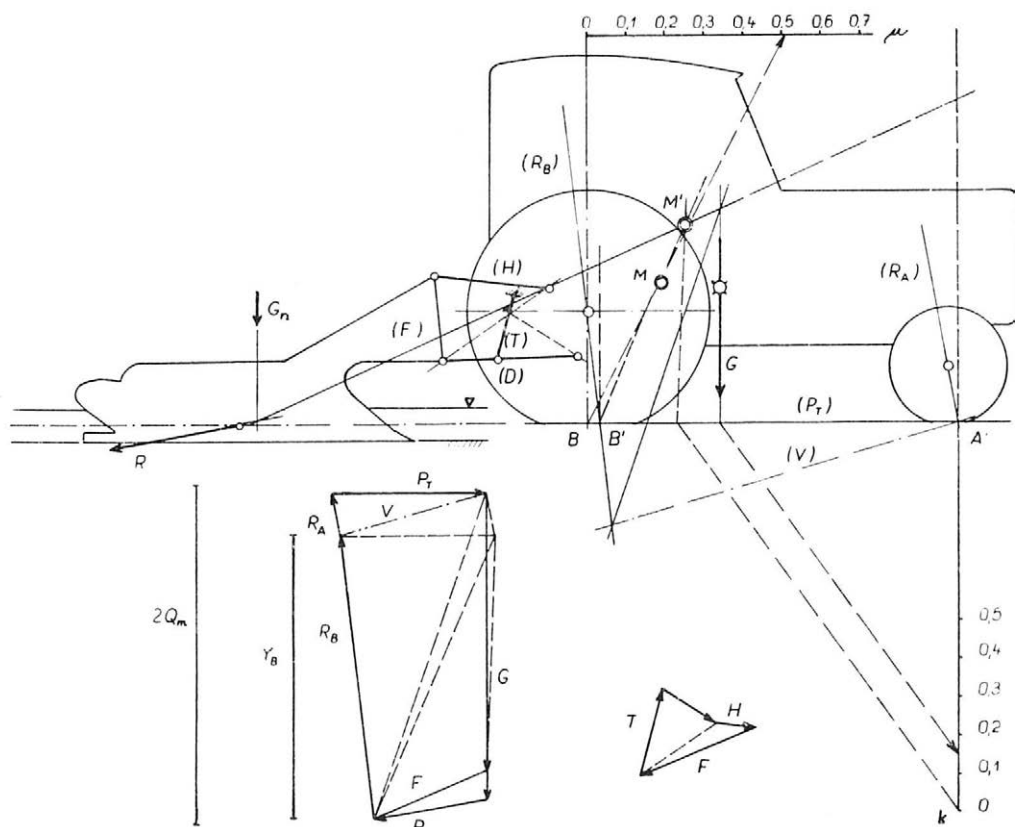
5. Agregace traktoru s poloneseným pluhem — tříbodový závěs s nadlehčováním

dacích táhlech. U dvoubodového systému je tato síla větší, jelikož okamžitý střed otáčení nářadí je blíže zvedacím táhlům. Jde-li o silovou regulaci pracovní hloubky nářadí, liší se způsoby agregace C 1 a C 2 i velikostí regulačního silového impulsu H (obr. 7).

Zvedací mechanismy se silovou a polohovou regulací zatěžují traktor při změně odporu půdy rozdílným způsobem: u silové regulace mění nářadí hloubku tak, že traktor táhne téměř stejnou silou, kdežto u polohové regulace na plochem pozemku tah kolísá podle odporu půdy, protože nářadí teoreticky zachovává stejnou pracovní hloubku. Proto může být traktor při silové regulaci vytížen na větší průměrný SVA než při jiných druhích regulace, což např. znamená, že traktor může pracovat vzhledem k jiným druhům regulace (polohová, smíšená) s nižší pracovní vahou. Tuto okolnost nelze exaktně hodnotit, avšak je nutno ji brát v úvahu.

Způsob C 3 — nesené nářadí (obr. 8)

Ideální agregace traktoru se vyznačuje splněním požadavků na SVA μ a součinitel k , např. $\mu = \mu_o = 0,35$ a $k = k_o = 0,22$ [5]. Výsledná tahová síla F prochází ideálním závěsným bodem M . Při velikosti pracovního odporu R a statickém rozložení váhy traktoru, uvažovaném v této části práce, požaduje ideální agregace příliš velkou váhu pluhu a neproveditelné vyložení těžiště. Sníží-li se předpokládaný pracovní odpor na takovou velikost R_1 , aby váha pluhu v ideální agregaci mohla být stejná jako v agregacích C 1,2, lze ideální agregaci lépe realizovat i při dosavadním rozložení váhy traktoru. K dosažení



6. Agregace traktoru s neseným pluhem — tříbodový závěs

většího vyložení těžiště pluhu by musela být zvětšena poměrná statická váha na předních kolech traktoru. Ideální agregace traktoru s pluhem zajišťuje optimální vytížení traktoru a je realizovatelná při správné volbě rozložení váhy traktoru [5].

3. ZHODNOCENÍ EFEKTIVNOSTI RŮZNÝCH ZPŮSOBŮ AGREGACE

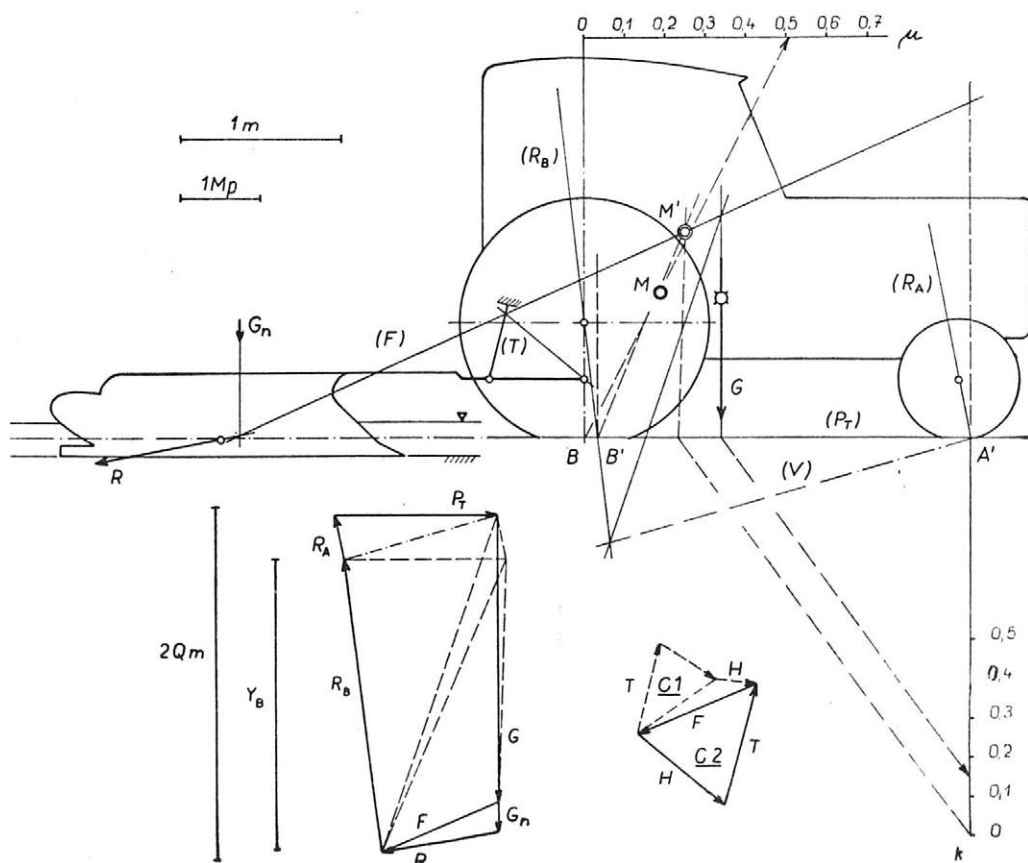
3.1 V soulase s dřívější prací [5] se dílčí zhodnocení agregace traktoru provede pomocí míry nevhodnosti κ_i jednotlivě pro SVA, pro procento váhy traktoru zbylé na předních kolech a pro zatížení zadních pneumatik; celkové hodnocení pak pomocí míry celkové nevhodnosti κ . Hodnoty κ_i a κ se zjistí v diagramu nebo vypočtou pro $\mu_0 = 0,53$ a $k_0 = 0,22$ ze vzorců:

$$\kappa_\mu = 40(\mu - 0,53)^2$$

$$\kappa_k = (0,15/k) - 0,69$$

$$\kappa_\Gamma = (11 \Gamma_y/\Gamma) - 10 = (11 Y_B/2Q) - 10; \text{ pro } \Gamma_y/\Gamma \leq 0,91 \dots \kappa_\Gamma = 0$$

$$\kappa = \sqrt{\kappa_\mu^2 + \kappa_k^2 + \kappa_\Gamma^2}$$

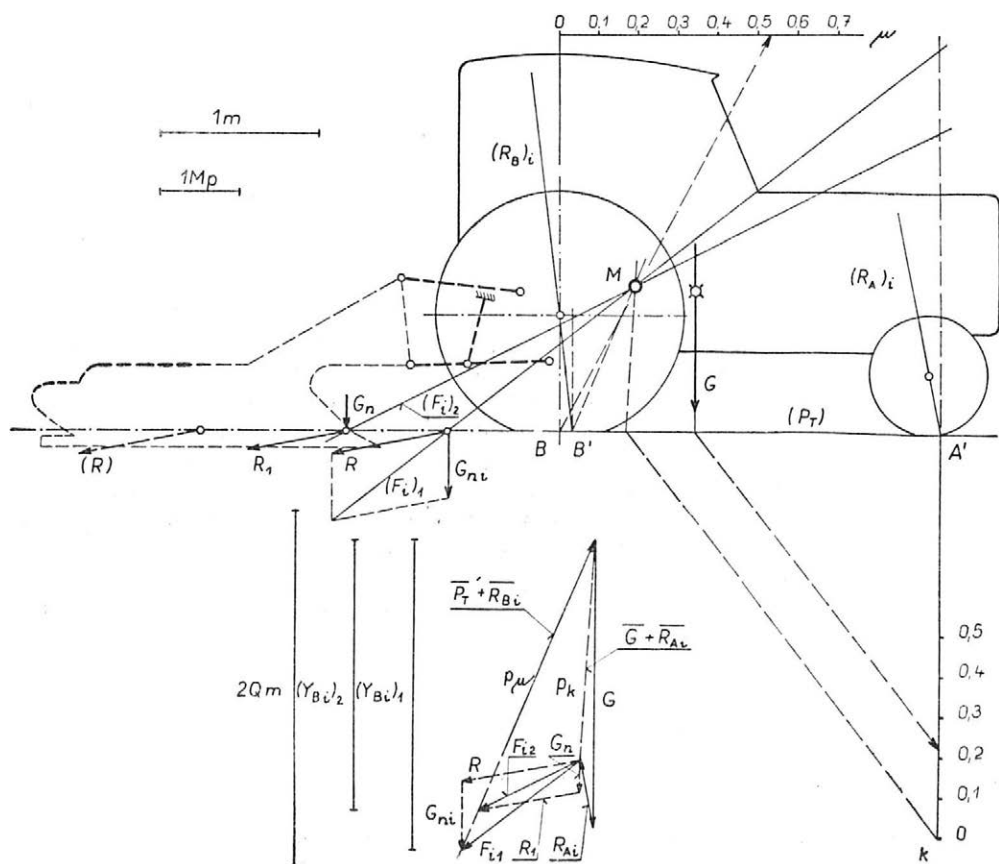


7. Agregace traktoru s neseným pluhem — dvoubodový závěs

IV. Výsledky silových řešení agregace traktoru s pluhem

Způsob agregace		F (kp)	Q (°)	$F_x = F \cdot \cos \Theta$ (kp)	$F_y = F \cdot \sin \Theta$ (kp)	Y_A (kp)	Y_B (kp)	P_T (kp)	s^*	s_2^*
A	1	1600	14	1550	390	730	3260	1950	0,540	0,290
	2	1600	10	1580	280	780	3100	1970	0,435	0,270
B	1	1560	6	1550	160	940	2820	1930	0,290	0,174
	2	1560	10	1540	270	1040	2830	1930	0,294	0,114
	3	1560	12	1530	320	940	2980	1920	0,394	0,174
	4	1600	21	1490	570	650	3520	1910	0,760	0,380
	5	1600	21	1490	570	650	3520	1910	0,760	0,380
C	1	1600	23	1470	620	540	3680	1890	0,900	0,446
	2	1600	23	1470	620	540	3680	1890	0,900	0,446
	3	1850	38	1460	1140	790	3950	1930	1,040	0,356

*) Význam rozměrů s a s_2 (pro jednotkový rozvor) plyne z obr. 11.



8. Agregace traktoru s neseným pluhem pro ideální vytížení traktoru

V. Zhodnocení jednotlivých agregací

Způsob agregace		μ	k	$0,5 Y_B = G \cdot I_y$	$\kappa_{\mu}^*)$	$\kappa_k^*)$	$\kappa_{I^*}^*)$	κ	$\psi_x = \frac{F_x}{G}$
A	1	0,60	0,20	1630	0,196	0,040	0	0,200	0,43
	2	0,64	0,21	1550	0,484	0,016	0	0,484	0,44
B	1	0,67	0,26	1410	0,784	-0,076	0	0,786	0,43
	2	0,68	0,28	1415	0,900	-0,102	0	0,905	0,43
	3	0,64	0,26	1490	0,484	-0,076	0	0,490	0,43
	4	0,54	0,17	1760	0,004	0,130	0	0,130	0,41
	5	0,54	0,17	1760	0,004	0,130	0	0,130	0,41
C	1	0,51	0,15	1840	0,016	0,207	0**)	0,208	0,41
	2	0,51	0,15	1840	0,016	0,207	0**)	0,208	0,41
	3	0,53	0,22	1975	0,000	0,000	0**)	0,000	0,41

*) $\mu_o = 0,53$; $k_o = 0,22$; $I \cdot G = Q = 2000 \text{ kp}$

***) pro $I_m \cdot G = Q_m = 2200 \text{ kp}$

Typické velikosti κ mají tento smysl:

- $\kappa = 0$ ideální agregace (bez „trestných bodů“);
- $\kappa = 0,5$ přípustná míra nevhodnosti;
- $\kappa = 1,0$ mez nevhodnosti.

3.2 Výsledky silových řešení agregace traktoru s pluhem (obr. 1 až 8) uvádí tabulka IV a zhodnocení jednotlivých agregací tabulka V.

3.3 Závěry z posouzení

Za nejvhodnější praktické způsoby agregace typického kolového traktoru (s konstrukčními údaji podle stati 2.2) je možno považovat tyto: A 1 ($\kappa = 0,200$) — přívěsný pluh, B 5 ($\kappa = 0,130$) — polonesený pluh s nadlehčováním, C 1 ($\kappa = 0,208$) — nesený pluh. Z těchto jmenovaných je třeba způsob B 5 považovat za dočasnou fázi způsobu B 1 ($\kappa = 0,786$), který je mnohem méně vhodný než obě agregace A 1,2 s přívěsnými pluky. Způsob agregace s neseným pluhem C 1 má asi totéž hodnocení jako agregace s přívěsným pluhem A 1. Jelikož při způsobu C 1 pracuje traktor s SVA $\mu < \mu_0$, může být na rovině více tahově přetížen než u způsobu A 1. Nevýhodou je horší řiditelnost při práci a stabilita při dopravě nářadí na svahu. Též při hodnocení κ_r bylo nutno u způsobu C 1 použít zvýšené únosnosti pneumatik $Q_m = 2200$ kp.

V další části bude ukázáno, že změnou rozložení váhy traktoru lze všechny způsoby agregace (hlavně způsob B 1, ale i A 2 a C 1) značně zvýhodnit a traktor lépe vytížit.

4. MOŽNOSTI ZVÝHODNĚNÍ AGREGACE URČITÉHO TRAKTORU S URČITÝM PLUHEM

4.1 Uvedená metoda umožňuje objektivně zhodnotit, jak určitý pluh silově vyhovuje traktoru v určitém pracovním stavu (především jde o rozložení váhy a váhu samotnou). Z nepříznivého hodnocení agregace však zatím nelze vyvozovat všeobecný závěr o nevhodnosti nářadí pro traktor, protože traktor lze vždy určitým způsobem upravit pro specifické nářadí tak, aby se s ním uspokojivě pracovalo. S konečnou platností lze určitý způsob agregace posoudit až po zvážení provozně technické vhodnosti požadovaných úprav na traktoru. Cílem těchto úprav je dosažení nízké míry nevhodnosti κ . Ze dvou agregací traktoru, jež mají totéž κ , je vhodnější ta, při níž traktor může pracovat s nižší celkovou vahou a s rozložením váhy, které více odpovídá průměrně používanému. Je též nutno pečlivě zvážit absolutní hodnoty jednotlivých základních veličin (μ ; k ; I_y/I^3) s ohledem na provozní podmínky a požadavky.

U traktoru lze přidáváním závaží měnit parametr $\lambda_a = G_p/G$ (resp. $\lambda_b = G_z/G$) a popř. i váhu G s tím účelem, aby μ a k se více přiblížily ideálním velikostem μ_0 a k_0 a aby nebylo překročeno přípustné $I_y = 0,91 I^3$ (tj. $Y_B = 1,82 Q$). Úprava je výhodná tam, kde jsou obě veličiny odkloněny od žádaných na jednu stranu (např. $\mu < \mu_0$; $k < k_0$). K určitému zlepšení obou veličin totiž není nutno měnit váhu traktoru, nýbrž jen její rozložení. Mohou to být např. způsoby agregace C 1 nebo B 1. Případy, kde každá veličina je na opačnou stranu od žádaných (např. $\mu > \mu_0$; $k < k_0$), lze zvýhodnit pouze současnou změnou parametru λ_a i váhy G^3) (viz např. způsob agregace A 2).

4.2 K výpočtu zvýhodněných parametrů traktoru se³⁾ použije těchto rovnic [5]:

$$k = \lambda_a - \lambda_r \cdot f - s_2 \cdot \psi_x$$

$$\mu = \frac{\psi_x (1 + f \cdot \tan \Theta) + f}{\lambda_b + \lambda_r \cdot f + s \cdot \psi_x} ; \quad \psi_x = \frac{F_x}{G} = \frac{F \cdot \cos \Theta}{G}$$

³⁾ Váhu a její rozložení lze měnit pouze přidáváním nebo ubíráním závaží na přední a zadní nápravě... ΔG_p ; ΔG_z .

Postup výpočtu je tento⁴⁾:

a) pokusit se o změnu λ_a při $G = \text{konst}$ s tím cílem, aby nově obdrženy součinitel k' byl blíže k_o než původní hodnota k :

$$\lambda'_a = k' + \lambda_r \cdot f + s_2 \cdot \psi_x$$

Změna adhezní váhy na přední a zadní nápravě traktoru je rovna:

$$\left. \begin{aligned} \pm \Delta G'_p &= G(\lambda'_a - \lambda_a) \\ \Delta G'_z &= -\Delta G'_p \end{aligned} \right\} G' = G$$

Kontroluje se reakce na zadní nápravě pomocí únosnosti pneumatik:

$$Y'_B = Y_B + \Delta G'_z \leq 1,82 Q$$

Vypočte se μ' a posoudí se, zda je dostatečně blízko hodnotě μ_o . Nevyhovuje-li plně, řeší se dále podle bodu b).

b) Po řešení podle bodu a) se součinitel k' považuje již za vyhovující a poslouží k dosazení do rovnice pro κ_k , i když změnou celkové váhy podle dalšího dojde i k číselné změně $k' \rightarrow k''$.

Zdůvodnění tohoto postupu; jelikož jde o totéž nářadí, je potřebný adhezní tlak na přední nápravě určen součinem $k' \cdot G$, kterému je číselně roven součin $k'' \cdot G''$.

Podle bodu b) se přímo řeší zvýhodnění SVA μ v tom případě, kdy k je vyhovující (tj. $\Delta G'_p = \Delta G'_z = 0$). Podle žádaného $\pm \Delta \mu$ se zvolí $\pm \Delta G''_z$ s ohledem na mezní velikost $\pm \Delta G''_z \leq 1,82 Q - Y'_B$. Změna váhy na přední nápravě $\Delta G''_p = 0$.

Vypočte se:

$$G'' = G \pm \Delta G''_z$$

$$\lambda''_a = \frac{G_p + \Delta G'_p}{G''}; \quad \lambda''_b = 1 - \lambda''_a; \quad \psi''_x = \frac{F_x}{G''}$$

Pro tyto hodnoty se zjistí SVA μ'' .

4.3 Příklady na zvýhodnění agregace

Podle 3. části jsou dosavadní konstrukční údaje traktoru tyto: $\lambda_a = 0,36$; $G = 3600$ kp; $G_p = 1300$ kp; $G_z = 2300$ kp. Přípustná velikost adhezního tlaku na zadních kolech je $Y_B = 1,82 \cdot 2000$ kp ≈ 3600 kp.

a) Zvýhodnění agregace C 1 — nesený pluh:

Žádá se $k' = 0,22$; $\mu' = ?$

$$\lambda'_a = 0,22 + 0,03 + 0,446 \cdot 0,41 \approx 0,435; \quad \lambda'_b = 0,565$$

$$\Delta G'_p = 3600 \cdot (0,435 - 0,360) = 252 \text{ kp}$$

$$\Delta G'_z = -\Delta G'_p = -252 \text{ kp}; \quad \psi'_x = 0,41$$

$$\mu' = \frac{0,41 \cdot 1,042 + 0,10}{0,565 + 0,03 + 0,90 \cdot 0,41} = 0,548 \dots\dots\dots \text{vyhovuje}$$

$$Y'_B = 3680 - 252 = 3428 \text{ kp.}$$

⁴⁾ Matematicky důsledné zvýhodnění na základě podmínky $\kappa = f(\lambda_a) \stackrel{!}{=} \min$ je možné, ovšem příliš složité, protože vede k rovnici typu $\lambda^3_a + p \cdot \lambda^2_a + q \cdot \lambda_a + r = 0$, přičemž součinitelé p, q, r jsou složité výrazy.

b) Zvýhodnění agregace B 1 – polonesený pluh:

Žádá se $k' = 0,22$; $\mu' = ?$

$\lambda'_a = 0,325$; $\lambda'_b = 0,675$; $\Delta G'_p = -126$ kp; $\Delta G'_z = +126$ kp.

$\mu' = 0,645$; $Y'_B = 2820 + 126 = 2946$ kp.

SVA μ' je stále vysoký, je nutno dotížit zadní kola až o váhu:

$\Delta G''_z = 3600 - 2946 = 650$ kp. Volíme $\Delta G''_z = 600$ kp; $G'' = 4200$ kp.

$$\lambda''_a = \frac{1174}{4200} = 0,28; \lambda''_b = 0,72; \psi''_x = \frac{1550}{4200} = 0,37$$

$$\mu'' = \frac{0,37 \cdot 1,010 + 0,10}{0,72 + 0,03 + 0,29 \cdot 0,37} = 0,553 \dots\dots\dots \text{vyhovuje}$$

$Y''_B = 3546$ kp.

c) Zvýhodnění agregace A 2 – přívěsný pluh:

Žádá se snížení μ , k vyhovuje.

$k' = k = 0,21$; $\lambda'_a = \lambda_a$; $\Delta G'_p = \Delta G'_z = 0$

Zadní kola traktoru je možno dotížit až o $\Delta G''_z = 3600 - 3100 = 500$ kp.

Volíme $\Delta G''_z = 480$ kp; $G'' = 4080$ kp.

$\lambda''_a = 0,318$; $\lambda''_b = 0,682$; $\psi''_x = 0,387$; $\mu'' = 0,560 \dots$ vyhovuje $Y''_B = 3580$ kp.

4.4 Hodnocení zvýhodněných způsobů agregace uvádí tabulka VI.

VI. Hodnocení zvýhodněných způsobů agregace

Způsob agregace		μ	k	$0,5 Y_B = G \cdot I_y$	$\kappa_{\mu}^*)$	$\kappa_k^*)$	$\kappa_{I^*}^*)$	κ	ψ_x	G (kp)
A	2	0,56	0,21	1790	0,036	0,016	0	0,039	0,39	4080
B	1	0,55	0,22	1773	0,016	0,000	0	0,016	0,37	4200
C	1	0,55	0,22	1714	0,016	0,000	0	0,016	0,41	3600

*) $\mu_o = 0,53$; $k_o = 0,22$; $Q = 2000$ kp

Všechny tři způsoby agregace mají po zvýhodnění téměř ideální hodnocení. Nejvýraznějšího zlepšení bylo dosaženo u standardního poloneseného nářadí – způsob B 1, jehož původní hodnocení se blížilo mezi nevhodností. Traktor ve všech třech agregacích může pracovat dokonale – ovšem po příslušných úpravách váhy traktoru a jejího rozložení. Tyto potřebné úpravy jsou základem pro konečné posouzení vhodnosti agregace, při němž se hodnotí zejména vhodnost a proveditelnost úprav a provozní váha traktoru.

U neseného pluhu (C 1) se nezvyšuje váha traktoru, nýbrž se mění její rozložení. Tato úprava je dobře proveditelná. V agregaci C 1 jsou též nejméně zatíženy zadní hnací pneumatiky traktoru.

U poloneseného pluhu (B 1) je nutno kromě přesunu váhy dotížit zadní kola o 600 kp. Rozložení váhy je málo vhodné ($\lambda''_b = 0,72$).

U přívěsného pluhu (A 2) se musí zadní kola dotížit o 480 kp. Rozložení váhy je normální ($\lambda''_b = 0,68$).

Závěrečné zhodnocení agregace traktoru:

Nesený pluh (C 1) tvoří nejvýhodnější kombinaci s traktorem, který může být o 600 kp lehčí než při agregaci s poloneseným pluhem (B 1) a o 480 kp lehčí než v agregaci s přívěsným pluhem (A 2). Agregaci B 1 je třeba považovat za téměř rovnocennou agregaci A 2, což znamená, že polonesený pluh nemá možnost vytížit traktor o nic lépe, než pluh přívěsný. Navíc je technickým, provozním i cenovým problémem dotěžovat traktor až o 600 kp.

5. ZÁVĚR

V práci bylo použito metody objektivního (číselného) hodnocení agregace kolového traktoru [5] pro důležitý případ práce s různými druhy pluhů. Číselným hodnocením se stanoví dokonalost vytížení traktoru, který má určitou provozní váhu a určité její rozložení, na přední a zadní kola. Autor si ještě stanovil další cíl, a to zhodnotit pokud možno s obecnou platností vhodnost přívěsných, polonesených a nesených pluhů pro traktor. Z toho důvodu musely být navíc zváženy i možné úpravy váhy traktoru, nutné pro zvýhodnění agregace s určitým druhem pluhu. Číselné hodnocení a ještě výrazněji toto druhé hledisko potvrdilo přednost agregace traktoru s neseným pluhem proti pluhu polonesenému. Traktor vyšší výkonové třídy vychází v konkrétním případě pro práci s neseným pluhem o 16 % lehčí než podobný traktor pro práci s poloneseným pluhem stejné velikosti, mají-li mít obě varianty traktorů stejné číselné hodnocení (tj. stejnou dokonalost vytížení). Vzhledem k tomu, že odpovědné snižování váhy traktorů znamená všestranný národohospodářský přínos, musí se dojít k závěru, že nesený pluh znamená do určitého počtu orebných těles nejlepší způsob agregace pro kolový traktor.

6. DOPLNJÍCÍ VYSVĚTLENÍ

6.1 GRAFICKÉ ZPŮSOBY ŘEŠENÍ A HODNOCENÍ AGREGACE TRAKTORU S TAŽENÝM NÁRADÍM

6.1.1 Podstatou grafického řešení v rovině bývá nalezení podmínek rovnováhy bud tří sil procházejících jedním bodem, nebo rovnováhy obecně působících čtyř sil, u nichž neexistuje společný průsečík tří nositelek. V obou případech musí být zadána jedna síla a směry nositelek dvou či tří dalších sil. Grafické řešení není tak přesné jako početní — záleží ve volbě měřítka obrazu a sil — je však názorné a při řešení složitějších soustav vede rychleji k cíli. Způsoby možných řešení rovnováhy traktoru jsou uvedeny obecně v tabulce VII (viz též další text a obrázky 9 až 12).

Způsoby 1 až 3 (tab. VII) se řeší metodou částečně výslednice (rovnováha čtyř sil) pro známý vnější silový účinek $F + G$.

Ideálnímu závěsnému bodu M odpovídají nejvýhodnější veličiny SVA μ_o a k_o , zatímco libovolné hodnoty μ a k určují polohu závěsného bodu M' (např. obr. 10).

6.1.2. Na několika úlohách nyní ukážeme podstatu grafického řešení a hodnocení agregace traktoru s taženým náradím. Obecnou platnost těchto metod prokážeme na řešení rovnováhy traktoru s plečkou, umístěnou uvnitř rozvoru traktoru.

Úloha č. 1

Nalézt polohu ideálního závěsného bodu M a zjistit závislost $F = f(\theta)$.

Dány jsou: G ; k_o ; μ_o ; $\lambda_r \cdot f (= r_B \cdot f/l$, kde f značí průměrný součinitel valení). Znázornění je na obrázku 9.

Způsob č.	Řešení rovnováhy*)	Zhodnocení
1	$\overline{F} + \overline{G} + \overline{R}_A = \overline{P}_T + \overline{R}_B$	Celkem vhodný způsob. Průsečík sil $(\overline{F} + \overline{G}) \times \overline{R}_A \equiv 2$ (obr. 10) může ležet dosti vysoko. Průsečík $\overline{2B'} \times \overline{F}$ udává přímo polohu závěsného bodu M' .
2	$\overline{F} + \overline{G} + \overline{R}_B = \overline{P}_T + \overline{R}_A$	Vhodný způsob, který je nejméně náročný na místo.
3	$\overline{F} + \overline{G} + \overline{P}_T = \overline{R}_A + \overline{R}_B$	Méně vhodný způsob. Průsečík sil $\overline{R}_A \times \overline{R}_B$ leží příliš vysoko.
4	$\overline{F} = \overline{G} + \overline{R}_A + \overline{P}_T + \overline{R}_B$	Tento způsob má pouze speciální použití, např. hledá-li se síla $\overline{F}$ co do velikosti a směru, hledají-li se veličiny k a μ pro danou polohu bodu M apod.

*) Je používáno těchto označení (např. pro obecnou sílu): F – velikost síly; $\overline{F}$ – vektor síly; $(\overline{F})$ – směr vektoru neznámé velikosti; $\overline{F}_1 + \overline{F}_2$ – vektorový součet; $\overline{F}_1 \times \overline{F}_2$ – průsečík vektorů; $(\overline{F}_1) \times (\overline{F}_2)$ – průsečík směrů sil neznámé velikosti.

Na obrázcích 9 až 12 a dalších se vyskytují tyto síly: $\overline{F}$ (obecný silový účinek na traktor); $\overline{G}$ (váha traktoru); $\overline{R}_A = \overline{Y}_A + \overline{P}_{fA}$ (výsledná reakce na přední kola skládající se z normálové reakce a odporu valení); $\overline{R}_B = \overline{Y}_B + \overline{P}_{fB}$ (výsledná reakce na zadní kola traktoru); $\overline{P}_T$ (tečná síla na hnacích kolech); $\overline{G}_n$ (váha nářadí); $\overline{R}$ (pracovní odpor nářadí).

Použije se způsobu řešení č. 4. Postup řešení:

Váha $\overline{G}$ se v bodě T sečte se silou $\overline{R}_A = \overline{Y}_A + \overline{P}_{fA} = \overline{k}_o \cdot \overline{G} + \overline{k}_o \cdot \overline{G} \cdot \text{tg } \psi_A$ na výslednici, jejíž nositelka je totožná s přímkou p_k . Směr síly ($\overline{R}_A$) se získá buď spojením středu předního kola s bodem A' , nebo sestrojením úhlu $\psi_A = \arctg f_A$. Z bodu B' se vede přímkou p_μ se směrnici $\text{tg } \theta_o = 1/(\mu_o - f_B)$, jež je nositelkou síly $\overline{P}_T + \overline{R}_B$, viz [5]. Průsečík přímek p_k a p_μ udává polohu bodu M , kterým též musí procházet síla $\overline{F}$. Její směry a velikosti vyplývají ze silového obrazce. Je zřejmé, že nejmenší síla $\overline{F}_{\min}$ působí pod úhlem $|\theta| = \varphi = 90^\circ - \theta_o$. Síla $\overline{F}$ může být blíže určena např. touto podmínkou: je dán pracovní odpor nářadí $\overline{R}$ a hledá se taková váha nářadí $\overline{G}_n$, aby agregace byla ideální. Řešení je pak toto: v silovém obrazci se z pólu sil $\overline{F}$ vynese síla $\overline{R}$ a k ní se přičte směr ($\overline{G}_n$). V průsečíku se směrem p_μ leží druhý konec hledaného vektoru $\overline{F}$.

Úloha č. 2

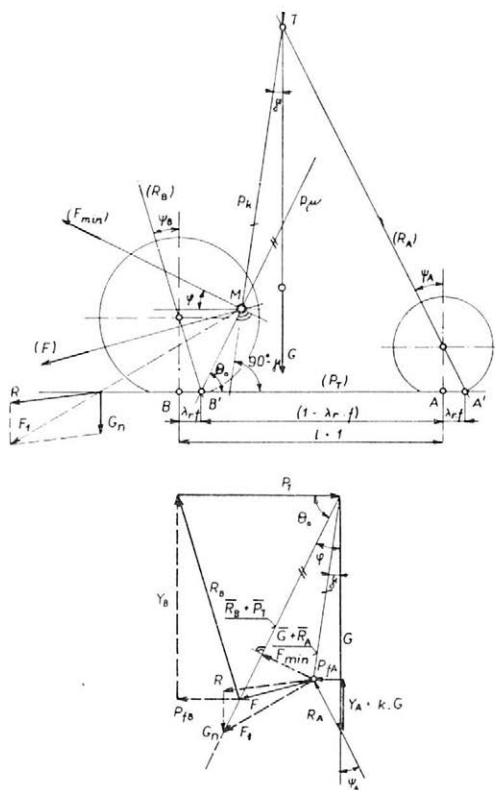
Nalézt polohu skutečného závěsného bodu M' a vyhodnotit μ a k .

Dány jsou: $\overline{G}$; $\overline{F}$. Znázornění je na obrázku 10.

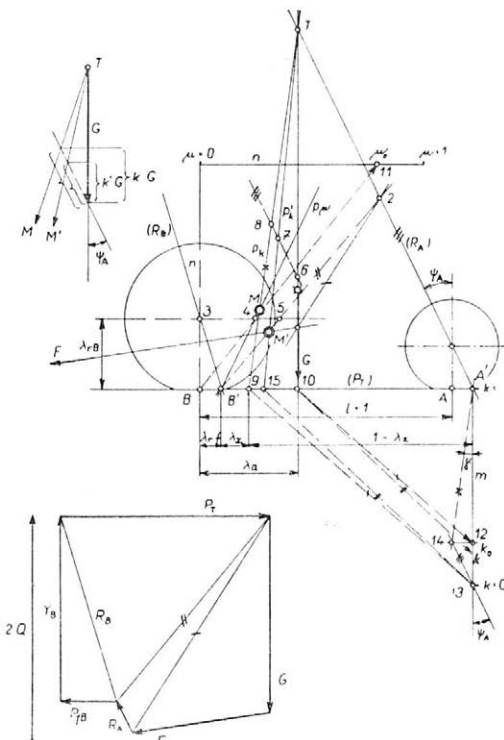
Použije se způsobu řešení č. 1. Postup řešení:

Sečtou se síly $\overline{F} + \overline{G}$ a najde se průsečík 2 se směrem ($\overline{R}_A$). Průsečík sil $\overline{P}_T \times \overline{R}_B$ je zřejmě v bodě B' . Spojnice bodů $\overline{B'}$ -2 je směrem částečné výslednice. Bod M' leží

v průřezu $B' - 2 \times F$. Poloha ideálního závěsného bodu M je předem známa z předchozí úlohy. Spojnice $T-M-9$ je totožná s přímkou p_k , spojnice $F-M'-15$ je totožná s p'_k . Z obrázku 10 je možno zjistit poměry veličin pro hodnocení agregace: $\mu/\mu_0 = 3-5/3-4$ (ve výšce λ_{rB}); $k/k_0 = 6-7/6-8$ (na rovnoběžce s R_A); $\Gamma_y/\Gamma = Y_B/2Q$ (podle silového náčrtku).



9. Nalezení polohy ideálního závěsného bodu



10. Nalezení polohy skutečného závěsného bodu a vyhodnocení základních veličin μ ; k ; $Y_B/2Q$

Lze též zjistit absolutní velikosti μ a k zvláštní konstrukcí, jež obvykle nepoužívá bodu T a tudíž není náročná na místo. Velikosti μ a k se obecně vynesou jako rovnoměrné stupnice.

a) Stupnice pro SVA μ . V ose zadních kol se vynesou úsečka libovolné délky n a na ni kolmo opět úsečka délky n , která se rozdělí na dílky s označením $\mu = 0$ až 1. Způsob nalezení hodnoty μ , např. pro závěsný bod M' , je tento (obr. 11): spojnice $M'-B'$ protne vodorovnou osu zadního kola v bodě 5. Spojnice $B-5$ protne stupnici pro μ v hledané velikosti SVA μ . Zdůvodnění: směr p_μ je totožný s $R_B + P_T$; R_B je úměrno $B'-3$, P_T je úměrno $3-4$, Y_B je úměrno $B-3$; proto poměr $\mu = P_T/Y_B = 3-4/B-3 = n \cdot \mu/n = \mu$.

b) Stupnice pro k . Svisle dolů od bodu A' se na úsečku libovolné délky m vynesou stupnice k podle obrázku 10. V bodě 13 je $k = 0$. Způsob nalezení hodnoty k , např. pro

bod M' , je tento: spojnice $\overline{T-M'}$ protne podložku v bodě 15, těžnice spuštěná z těžiště traktoru v bodě 10. Spojí se $\overline{15-13}$. Rovnoběžka s touto přímkou, vedená z bodu 10, protne stupnici pro k v hledané velikosti k . Zdůvodnění: přímka p_k protne podložku ($\lambda_y = 0$) v úsečce:

$$\lambda_x = \frac{\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k}{1 - k}$$

viz [5], rovnice (14), takže

$$k = \frac{\lambda_a - \lambda_r \cdot f - \lambda_x}{1 - \lambda_x} = \frac{\overline{15-10}}{\overline{A'-15}}$$

Z podobnosti trojúhelníků též platí:

$$k = \frac{\overline{12-13}}{\overline{A'-13}} = \frac{m \cdot k}{m} = k$$

Na obrázku 11 bude ukázáno, že existuje-li silový obrazec, není třeba použít k nalezení veličiny k spojnice $\overline{T-M'}$ (bod T příliš vysoko). V následujících úlohách budou ukázány praktické způsoby řešení (s ohledem na poznatky z předchozích úloh), jež tvoří formální základ při posouzení agregací traktoru s pluhem ve čtvrté stati této práce.

Úloha č. 3

Pomocí stupnic pro μ a k vynést polohu ideálního závěsného bodu M .

Dány jsou: μ_o ; k_o . Znázornění je na obrázku 10.

Postup vynesení:

Spojí-li se $\overline{B-11}$ a v průsečíku s vodorovnou osou zadního kola se obdrží bod 4. Spojnice $\overline{B'-4}$ je totožná s přímkou p_μ . V bodě 13 se vynesou rovnoběžka se směrem (R_A) . Z bodu 12 (k_o) se vede vodorovná přímka, která se s předešlou protne v bodě 14. Směr $\overline{A'-14}$ svírá se svislicí úhel γ , jehož tangenta je rovna [5]:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{k \cdot f_A}{1 - k} = \frac{k \cdot \operatorname{tg} \psi_A}{1 - k} = \frac{\overline{14-12}}{\overline{A'-12}}$$

Spojí se $\overline{12-10}$ a z bodu 13 se vede rovnoběžka s touto spojnicí, která protne podložku v bodě 9. Z něho se vynesou rovnoběžka se spojnicí $\overline{A'-14}$, jež je totožná s přímkou p_k a proto její průsečík s p_μ udává polohu ideálního bodu M .

Úloha č. 4

Pomocí silového řešení nalézt druhým způsobem polohu závěsného bodu M' .

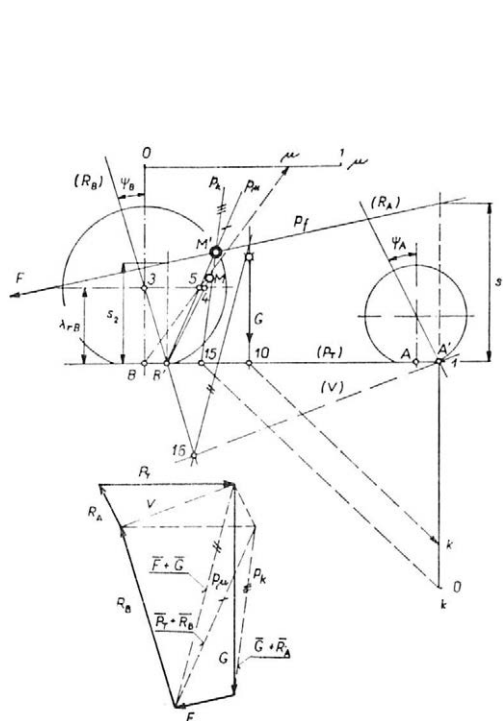
Dány jsou: $\overline{F}$; $\overline{G}$. Znázornění je na obrázku 11.

Postup řešení:

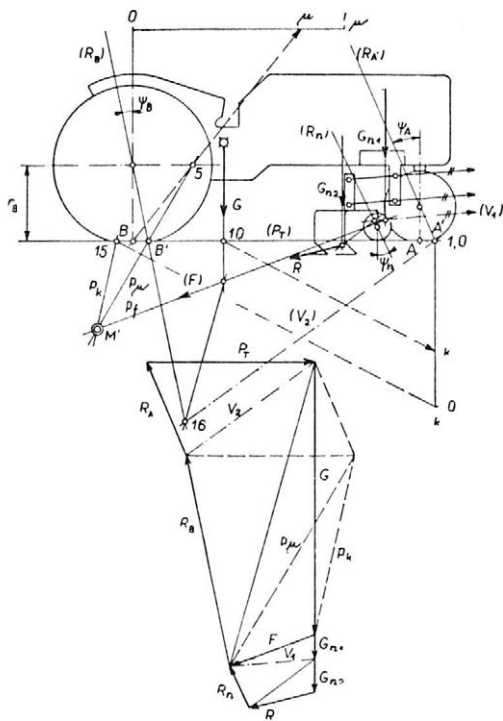
Vynesou se směry $(\overline{R_A})$ a $(\overline{R_B})$, jež procházejí středy kol a body A' a B' (resp. odchýleny o úhly $\psi_A = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f_A$ a $\psi_B = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f_B$). Zjistí se co do velikosti (silový obrazec) i co do polohy (náčrtek) výslednice sil $\overline{F} + \overline{G}$. Ta se protne v bodě 16 se směrem $(\overline{R_B})$. Bod A' je průsečíkem směrů $(\overline{P_T}) \times (\overline{R_A})$. Spojnice $\overline{A'-16}$ je nositelkou částečné výslednice $\overline{V}$. V silovém náčrtku se nakreslí vyčárkovaná konstrukce, která určí velikosti

sil $\overline{P_T + R_B + G + R_A}$ a tedy současně i směry p_μ a p_k . Z bodu B' se vynese směr p_μ , který v průsečíku s nositelkou p_f síly $\overline{F}$ určí polohu bodu M' . Příslušné μ a k se zjistí konstrukcí z úlohy č. 2.

Další úloha je závěrečnou aplikací grafického silového řešení na rozbor vytižení traktoru v agregaci s plečkou, jež je nesená mezi koly traktoru. Na tomto způsobu nesení plečky bude prokázána univerzální použitelnost jak teorie vytižení traktoru, tak i uvedeného způsobu grafického hodnocení.



11. Praktický způsob vynesení polohy ideálního závěsného bodu M , nalezení skutečného závěsného bodu M' a hodnocení agregace



12. Hodnocení agregace kolového traktoru s plečkou, nesenou mezi koly

Úloha č. 5

Nalézt hodnoty μ a k kolového traktoru v agregaci s plečkou, kterou traktor nese mezi koly. Rámy plečích radliček jsou vedeny paralelogramovými závěsy a hloubkovými kolečky. Váha nářadí je rozdělena na dvě části: G_{n1} (pevná) a G_{n2} (kloubově zavěšená).

Dány jsou: G ; G_{n1} ; G_{n2} ; R . Znázornění je na obrázku 12.

Řešení je rozděleno na dvě fáze:

- zjištění výsledného silového účinku od nářadí,
- silové řešení traktoru podle druhého způsobu.

Ad a) Sečtou se známé síly $\overline{R} + \overline{G_{n2}}$ a obdrženy směr se protne se směrem reakce (R_n) na hloubkové kolečko, která prochází středem kolečka a je odchýlena od svislice o úhel $\psi_n = \arctan f_n$. Částečná výslednice $\overline{V_1}$ má směr ramen paralelogramového závěsu

a určuje v silovém obrazci nejen velikost $\overline{R}_n$, nýbrž představuje i výslednici sil v ramenech závěsu. Sečtením $\overline{V}_1 + \overline{G}_{n1}$ se obdrží výsledný silový účinek $\overline{F}$ plečky na traktor.

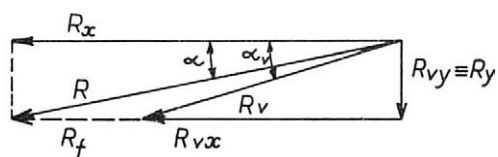
Ad b) Sečtou se síly $\overline{F} + \overline{G}$, jež se protnou v bodě 16 se směrem (R_B) . Částečná výslednice $\overline{V}_2$ leží na spojnici bodů $A' - 16$. V silovém obrazci se čárkovanou konstrukcí zjistí směry přímek p_μ a p_k . Směr p_μ se vynese z bodu B' a v průsečíku s nositelkou p_f síly $\overline{F}$ určí hledaný bod M' . Velikosti μ a k se vyhodnotí způsobem, který je uveden v úloze č. 2. Za povšimnutí stojí nízká poloha závěsného bodu M' , kterým musí procházet všechny vnější síly, jež vytěžují traktor na dané hodnoty veličin μ a k .

6.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PLUŽNÍ TĚLESO A CHARAKTERISTIKY PLUHŮ V TĚTO PRÁCI

6.2.1 Nověji publikoval výsledky měření sil, působících na plužní těleso, G. N. Sineokov [9], který měřil na importovaném plužním tělese s pološroubovou odhrnovačkou a se šířkou záběru 35 cm. Hlavní výsledky měření jsou shrnuty v tabulce VIII, kde α_v označuje podle obrázku 13 úhel sklonu pracovního odporu R_v v podélné svislé rovině.

VIII. Výsledky měření sil na plužní těleso podle Sineokova [9]

Druh půdy	Váhová vlhkost %	Ostří radlice	α_v°	Poznámka
Hlinitá	16	ostré tupé	+18 -4 až -8	
Vlhká černozem	25	ostré tupé	0 až +10 0 až -6	nalepování půdy na od- hrnovačku
Písčitá	6,3	tupé	-16 až -23	



13. Síly působící na plužní těleso

Pro statické výpočty doporučuje Sineokov uvažovat úhel α_v v rozmezí $\pm 15^\circ$. Zvětšení hloubky orby h_p z 20 na 26 cm nebo zvětšení záběru tělesa b_n z 35 na 42 cm způsobilo snížení úhlu α_v o 3 až 6° .

Tabulka IX uvádí různé velikosti úhlu α_v s nimiž počítali různí autoři.

Přes různé podmínky měření a velký rozptyl velikostí úhlů α_v nejsou výsledky měření citovaných autorů příliš odlišné. Zcela jednoznačně vyplývají tyto závěry:

Úhel α_v se zmenšuje při:

- větší hloubce orby,
- otupení ostří radlice.

Síla pracovního odporu (má obecnou prostorovou polohu) vyvolává boční tlak na plazovou desku od stěny brázd a tím třecí sílu R_f (viz obr. 13). Součinitel tření oceli o půdu bývá podle N. V. Šučkina [8] obvykle 0,35 až 0,55. Doporučená hodnota je 0,50. Třecí síla má podle některých autorů velikosti uvedené v tabulce X a na obrázku 13.

Celkový odpor plužního tělesa $\overline{R} = \overline{R}_v + \overline{R}_f = \overline{R}_x + \overline{R}_y$ má sklon označený

IX. Velikosti úhlu α_v uváděné různými autory

Autor	Rok	Váhová vlhkost půdy %	Ostří radlice	Hloubka orby	α_v°
Clyde A. W. [1]	1936	10–12	ostré tupé		+7 až +8 0
Souček Z. [13]	1955			hluboká	–5 až +16
Feuerlein W. E. [2]	1962			mělká hluboká	+22 +18
König W. [6]	1962				+15

X. Velikosti třecí síly na plazovou desku

Autor	R_f	R	α	α_v
Sineokov G. N. [10]	17 % R_{vx} = 16 % R_v	111 % R_v	+16°	+18°
König W. [6]	13 % R_v	111 % R_v	+13°	+15°

úhlem α . V této práci se vždy uvažuje síla celkového odporu R . Její vodorovná složka R_x je zjednodušeně definována součinem:

$$R_x = k_{sf} \cdot b_n \cdot h_p$$

kde: k_{sf} = výsledný měrný odpor průřezu skývy se započtením třecí síly R_f

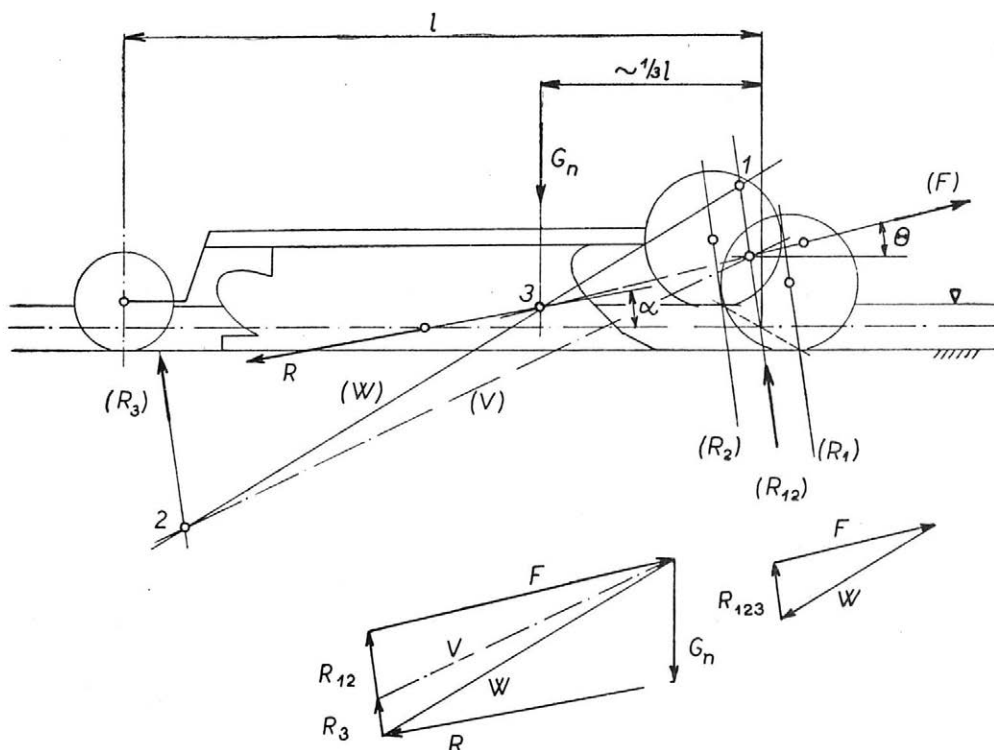
Podle naostření radlice, hloubky orby a druhu půdy se úhel α mění. Jeho pravděpodobné velikosti leží mezi –5 až +15°.

6.2.2 V této práci je uvažován úhel síly R ... $\alpha = 10^\circ$, který je velmi pravděpodobný u poměrně ostré radlice. Výsledný měrný odpor těžké půdy $k_{sf} = 65 \text{ kp/dm}^2$ je vhodný ve spojení s trakčně adhezními podmínkami mezi $Sp\ 1$ a $Sp\ 2$ [5]. Při hloubce orby $h_p = 22 \text{ cm}$ a záběru $b_n = 35 \text{ cm}$ má jedno plužní těleso odpor $R_{x1} = 500 \text{ kp}$, tj. $14,3 \text{ kp/cm}$ šířky. Výsledný odpor tříradličného pluhu je ($R_x = 1500 \text{ kp}$, $R_y = 260 \text{ kp}$) $R = (\overline{R}_x + \overline{R}_y) = 1520 \text{ kp}$. Při obecném řešení silových poměrů se mohou uvažovat váhy pluhů, dimenzovaných pro orbu v těžké půdě, uvedené v tabulce XI.

XI. Váhy pluhů dimenzovaných pro orbu v těžké půdě

Druh pluhu	Váha pluhu	
	na jednotku záběru (kp/cm)	celkem pro pluh $3 \times 35 \text{ cm}$ (kp)
Přívěsný	6,0	630
Polonesený	3,9	410
Nesený	3,6	380

6.3.1 Schéma silové rovnováhy přívěsného pluhu znázorňuje obrázek 14. Podle povahy zavěšení lze případ řešit jako rovnováhu tří nebo čtyř sil. Výslednice sil $\bar{R} + \bar{G}_n$ je označena $\bar{W}$. Váha pluhu $\bar{G}_n$ má být staticky rozložena asi stejným dílem na tři opěrná kola pluhu. Výsledné reakce na kola pluhu jsou označeny $\bar{R}_1$; $\bar{R}_2$; $\bar{R}_3$; $\bar{R}_{12} = \bar{R}_1 + \bar{R}_2$; $\bar{R}_{123} = \bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{R}_3$. Reakce $\bar{R}_3$ je výslednicí reakce na zadní kolo a plazovou desku zadního plužního tělesa. Její poloha není určitá a pravděpodobný úhel odchýlení ψ_3 je cca 14° ($f_3 = \tan \psi_3 \approx 0,25$). Pravděpodobné úhly reakcí na přední kola pluhu jsou $\psi_{12} = 9^\circ$ ($f_{12} = 0,16$). V přibližném řešení je možno zavést společný úhel $\psi = \psi_{123} = 10^\circ$ (prům. $f = 0,18$).



14. Silová rovnováha, přívěsného pluhu

Základní silový obrazec je trojúhelník $\bar{F} = \bar{W} + \bar{R}_{123}$. Důležité jsou průsečíky síly $\bar{W}$ se směry reakcí $\bar{R}_{12}$ (1) a $\bar{R}_3$ (2) a průsečík $\bar{G}_n \times \bar{R}$ (3). Pro rovnováhu platí pravidla, uvedená v tabulce XII.

Vodorovná složka F_x tahové síly, z níž se počítá tahový výkon, je rovna:

$$F_x = R_x + R_{123} \cdot \sin \psi = \frac{R (\cos \alpha + f \cdot \sin \alpha) + G_n \cdot f}{1 + f \cdot \tan \theta}$$

6.3.2 Jaký způsob závěsu je vhodný? Podle V. P. Gorjačkina [3] má závěs procházet závěsným bodem na traktoru a stopníkem těžiště pluhu na dně brázdy. Podle

XII. Pravidla pro rovnováhu sil přivěsného pluhu

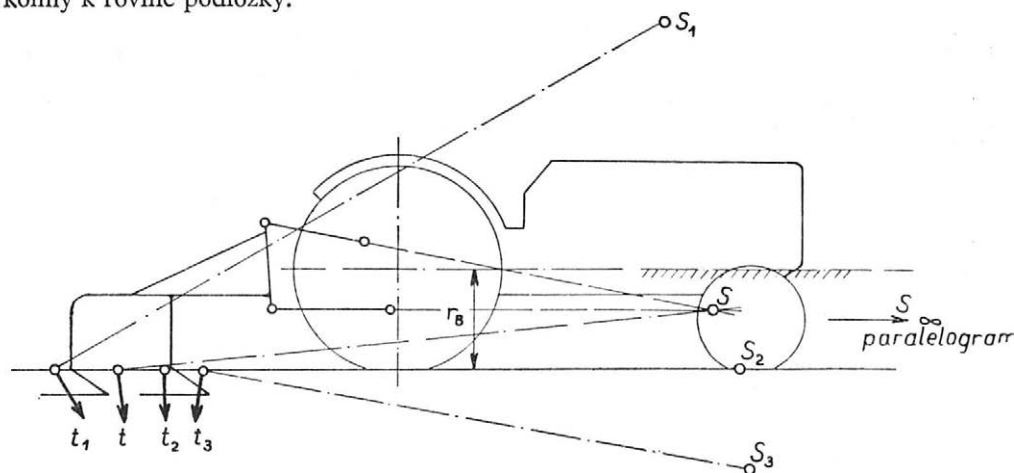
Č.	Síla F prochází bodem	Důsledek
1	1	$R_3 = 0$
2	2	$R_{12} = 0$
3	1,2	$R_{123} = 0 \dots \bar{F} = \bar{W}$
4	3	rozložení reakcí $\bar{R}_{123}$ je přibližně úměrno statickému rozdělení váhy pluhu na opěrná kola
5	3 a má směr síly $\bar{R}$	zatižení opěrných kol je téměř stejné jako statické rozdělení váhy pluhu

A. W. Clydea [12] má závěs procházet ideálním závěsným bodem na traktoru (střed tahu) a působíštěm výsledné síly odporu R_v (střed odporu). Za ideální závěs označíme takový, který prochází bodem 3 (obr. 14) a kdy úhel tahu θ je alespoň roven úhlu α (pravidlo č. 5). Čím větší je úhel θ vzhledem k úhlu α , tím více je pluh nadlehčován a má menší pasivní odpory. Teoreticky mezní případ definuje pravidlo č. 3. Závěs podle Clydea se blíží ideálnímu závěsu a dá se dobře prakticky nastavit. Závěs podle Gorjačkina má větší úhel tahu než Clydeův a nadlehčuje předek pluhu, což může být výhodné u pluhů s těžkým mechanickým zvedacím automatem. Obvykle proveditelné úhly závěsů a přivěsných pluhů bývají 10–17°, takže ideální závěs lze uskutečnit.

6.4 KINEMATIKA TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU S OHLEDEM NA FUNKCI NÁRADÍ A REGULACI PRACOVNÍ HLOUBKY (viz obr. 15)

6.4.1 Požadavky na kinematiku ramen závěsu jsou obzvláště tyto:

- všechny body nářadí mají mít stejný absolutní pohyb při změně hloubky;
- tento pohyb má mít takový směr, aby nářadí při změně hloubky kladlo v obou směrech stejný odpor, nebo aby se poněkud lépe zahlubovalo. Pravděpodobný směr je kolmý k rovině podložky.



15. Zahlubování nářadí při různých polohách okamžitého středu otáčení S

Oba požadavky může společně splnit jen paralelogramový závěs s dostatečně dlouhými, téměř vodorovnými rameny. Takový paralelogram je však nevýhodný pro polonesené nářadí, protože bodem S (okamžitý střed otáčení nářadí), který leží v nekonečnu, musí procházet výsledná síla F a její moment, zatěžující zadní kola traktoru, by byl malý, popř. i záporný. Je-li u obecného závěsu střed S dostatečně daleko od nářadí, jsou úhlové výchylky nářadí malé a bod a) je přibližně splněn.

U obvyklých systémů pro nesené nářadí je namísto požadavek b), aby přidavný odpor při změně hloubky měl v oblasti regulace stejně velkou silovou složku v obou směrech. Je-li bod S vysoko, např. v poloze S_1 , nářadí se špatně zahlubuje, protože při jízdě je absolutní rychlost vnikání ostří radlice do půdy větší než rychlost traktoru a tak je nutno vykonat dodatečnou práci proti síle pracovního odporu. Dobré zahlubování naopak zajišťuje bod S v poloze S_2 i níže v poloze S_3 , kdy jsou rychlostní poměry opačné. Nářadí se ovšem hůře vyhlubuje. To by nemuselo být na závadu při používání jednočinného hydraulického zvedacího válce.

Vhodná poloha bodu S pro nesené nářadí by tedy byla asi poloha S_2 a u poloneseného nářadí vždy výše. Tříbodový závěs ovšem musí v současných podmínkách vyhovovat jak nesenému, tak i polonesenému nářadí, a proto je nutno učinit kompromis. Proměnná poloha bodu S bývá v prostoru přední nápravy a ve výšce mezi rovinou podložky a vodorovnou osou hnacích kol.

Došlo dne 7. 5. 1965

Literatura

1. Clyde A. W.: Measurement of Forces on Soil Tillage Tools. Agricultural Engineering, ASAE č. 1/1936, s. 5-9. — 2. Feuerlein W. E.: Improved Methods and Equipment for Tillage of Medium and Heavy Soils in Temperate Regions. Farm Power and Machinery-Industrial Working Bulletin č. 18/1962, FAO, Řím. — 3. Gorjačkin V. P.: Teoriya pluga. 1927, Promyšlennoje izdatelstvo, Moskva. — 4. Grečenko A.: Kolové a pásové traktory. 1963, Praha, SZN. — 5. Grečenko A.: Ideální agregace kolového traktoru s nářadím, vyžadujícím tahovou sílu. Zemědělská technika č. 7/1965, s. 381-402. — 6. König W.: Was ist und wozu braucht man die Regelhydraulik. Landtechnische Forschung, č. 6/1962, s. 167-173. — 7. Pflüger W.: Höhere Flächenleistungen und ökonomischer Einsatz der Traktoren durch richtige Verwendung von Dreipunkt-Anbaupflügen. Deutsche Agrartechnik, VEB Verlag Technik, č. 7/1964, s. 317-321. — 8. Ščučkin N. V.: Radličné pluhy. 1952, Sborník Zemědělské stroje, Průmyslové vydavatelství. — 9. Sineokov G. N.: Silovye charakteristiki rabočich organov lemežnogo pluga. Selchozmašina č. 6/1956, s. 3-6. — 10. Sineokov G. N.: Grafičeskije sposoby opredelenija sil, dejstvujuščich na navesnyje i polunavesnyje plugi, traktory i selchozmašiny č. 8/1959, s. 17-19. — 11. Skalweit H.: Einfluß der Pflugkräfte auf Schlepper mit Dreipunkt-Anhängung. Landtechnische Forschung č. 5/1955. — 12. Smith H. P.: Farm Machinery and Equipment. McGraw-Hill, New York 1955. — 13. Souček Z.: Silové poměry hydrauliky traktoru s neseným pluhem. Sborník ČSAZV-Mechanizace a elektrifikace zemědělství č. 5/1955, s. 373-394, č. 2/1956, s. 89-108. — 14. Ročenka Tire and Rim Association 1963.

Эффективность загрузки колесного трактора в разном агрегатировании с плугом

V předložené статье приводится метод объективной числовой оценки агрегатирования колесного трактора для работ с прицепными, полунавесными (с глубинным колесом) и навесными (без глубинного колеса) отвальными плугами. Объективная оценка силовой загрузки трактора основана на определении так называемой степени непригодности κ [5], которая учитывает тяговые адгезионные условия на ведущих колесах с учетом эффективности, адгезионные условия на передних колесах с учетом управляемости и устойчивости и нагрузки на машины ведущих колес с учетом статистических условий покрышки. Идеальное агрегатирование определяется степенью непригодности $\kappa = 0$, предел непригодности $\kappa = 1$.

В агрегатировании с трактором мощностью свыше 50 л. с. работа оценивает два вида прицепных плуга с разными видами прицепов, пять видов полунавесных плугов для трехточечного и двухточечного прицепа, использование средств с целью повышения сцепления трактора и три вида навесных плуга для трехточечного и двухточечного прицепа. Для наглядности при силовых решениях применяются графические методы.

В первоначальном агрегатировании, например, оценка стандартного полунавесного плуга ($\kappa = 0,786$) дает значительно худшие результаты, чем оценка навесного плуга ($\kappa = 0,208$). Для общего определения пригодности плуга для трактора следует учитывать и возможные модификации веса трактора и его распределения (например, при помощи груза на колесах), чем можно улучшить агрегатирование. В работе приводится логика и вычисление этих модификаций. Числовая оценка и аспекты возможных модификаций подтверждают преимущество агрегатирования трактора с навесным плугом, когда трактор в определенном случае выходит на 16 % легче, чем при агрегатировании с полунавесным плугом такого же размера, если оба варианта должны быть одинаково оценены в числовом выражении ($\kappa = 0,016$).

Efficient Loading of a Wheeled Tractor Hitched with Different Ploughs

The paper describes a method of evaluating numerically the combinations of a wheeled tractor with the trailed, semi-mounted (i. e. a depth wheel including) and mounted (i. e. with no depth wheel) mouldboard ploughs for a certain operation. The loading of the tractor is evaluated by determining a so-called index of unsuitability κ [5], considering the traction-adhesive conditions of the drive wheels with respect to the efficiency, the load on the front wheels with respect to the manoeuvrability, the stability and the load of the front wheel tyres with respect to the bearing capacity of the tyres. The ideal combination is indicated by the unsuitability index $\kappa = 0$, with the unsuitability limit with $\kappa = 1$.

With a tractor of more than 50 h. p. evaluations were made of the combinations with two kinds of trailed ploughs and with different kinds of hitchings, five semi-mounted ploughs for three-point- and two-point linkage, the utilization of devices increasing the adhesion of the tractor and three kinds of mounted ploughs for three-point- and two-point linkage. A graphical method for solving the force-equilibrium was used.

In the original hitching, the evaluation of a standard semi-mounted plough ($\kappa = 0,786$) was considerably inferior to the evaluation of a mounted plough ($\kappa = 0,208$). With the general determination of the suitability of the plough for the tractor it is necessary to consider also the possible adaptations or distribution of the weight (e. g. by additional weights on the tractor wheels), enabling a better utilization of the hitching. The logic and calculations of these adaptations are treated by the paper.

The computation and the viewpoint of the possible adaptations confirm the advantages of hitching the tractor with a mounted plough, in which case the tractor turns out to be in a certain case by 16 % lighter than when hitched with a semi-mounted plough of the same size, if the same unsuitability index ($\kappa = 0,016$) is to be obtained in both these cases.

Effektivität der Auslastung von Radtraktoren in verschiedenen Kopplungen mit dem Pflug

Der vorliegende Beitrag unterbreitet die Methode einer objektiven numerischen Bewertung der Kopplung des Radtraktors für den wichtigen Fall der Arbeit mit angehängten, aufgesattelten (mit Stützrad) und angebauten (ohne Stützrad) Scharpflügen. Die objektive Bewertung der Kraftauslastung des Traktors ist auf der Festlegung des sogenannten Maßes der Ungeeignetheit κ [5] gegründet, welcher die Traktions- und Adhäsionsbedingungen der Treibräder mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad, den Adhäsionsdruck an den Vorderrädern mit Rücksicht auf die Lenkbarkeit und Stabilität und die Belastung der Treibräderreifen mit Rücksicht auf die Belastbarkeit der Reifen in Erwägung nimmt. Die ideale Kopplung wird durch das Maß der Ungeeignetheit $\kappa = 0$ bewertet, die Grenze der Ungeeignetheit wird mit $\kappa = 1$ bewertet.

In der Abhandlung wird die Arbeit zweier Typen von Anhängerpflügen mit verschiedenen Typen der Anschlußkupplung, fünf Typen von Pflügen für die Drei- und Zweipunktanhängung, die Auslastung der Mittel für Adhäsionserhöhung und drei Typen von Anbaupflügen für den Drei- und Zweipunktanbau in der Kopplung mit dem Traktor von einer Leistung über 50 PS bewertet.

Bei der ursprünglichen Kopplung fällt z. B. die Bewertung des aufgesattelten Standardpfluges ($\alpha = 0,786$) beträchtlich ungünstiger als die Bewertung des Anbaupfluges ($\alpha = 0,208$) aus. Für eine allgemeine Feststellung der Eignung des Pfluges für einen gegebenen Traktor ist es notwendig, auch die mögliche Anpassung des Traktorgewichtes und die Verteilung desselben (z. B. mit Zusatzgewichten an den Rädern), mittels welcher die Kopplungsbedingungen günstiger gestaltet werden können, in Betracht zu ziehen. In der Abhandlung werden die Logik und Berechnung dieser Anpassungen angeführt.

Die numerische Bewertung und die Rücksicht auf die möglichen Anpassungen bestätigen den Vorteil der Kopplung des Traktors mit dem Anbaupflug, wo der Traktor in einem bestimmten Fall um 16 % leichter als bei der Aggregation mit dem aufgesattelten Pflug derselben Größe ausfällt, wenn diese beiden Varianten dieselbe numerische Bewertung besitzen ($\alpha = 0,016$).

Doc. inž. Alexandr Grečenko, CSc.

Vysoká škola zemědělská, fakulta
mechanizace, katedra traktorů,
Suchbát u Prahy

1. ÚVOD

Potřeba snižovat ztráty a zvyšovat kvalitu silážovaných krmiv si vynucuje zavádět nové výrobní postupy při jejich konzervaci. Naše výzkumné práce z nedávné doby [1] prokázaly, že tohoto cíle lze dosáhnout silážováním ve věžích, přičemž musí být dodrženy tyto podmínky:

- materiál musí být nařezán na velmi krátkou vyrovnanou řezanku (ca 2 cm);
- materiál musí mít snížený obsah vody;
- věž musí být náležitě vysoká (nejméně 15 m);
- věž musí být rychle naplněna;
- materiál musí být konzervován v podmínkách bez přístupu vzduchu.

Základním typem věží, které vyhovují konzervaci převážně většiny silážních krmiv, jsou věže otevřené (ať již kryté nebo nekryté) s vrchním odběrem, jejichž plášť je vzduchotěsný. Po naplnění se materiál neprodyšně zakryje fólií z PVC. Stroje pro vybírání siláže z těchto věží — vrchní vybírače — mají proti spodním vybíračům mnoho významných předností, z nichž nutno jmenovat hlavně jednodušší obsluhu, možnost náhradního provozu, vyšší vybírací výkonnost. Pro použití spodních vybíračů mluví však jeden závažný důvod: umožňují vybírání hermetických věží bez nadměrného přístupu vzduchu k silážnímu materiálu ve věži.

Přesto, že výzkumné práce se silážováním ve věžích nejsou ještě ukončeny, dokazují již dosud dosažené výsledky, že základním typem věžových sil u nás budou věže otevřené se vzduchotěsným pláštěm a tedy nejdůležitějšími stroji pro vybírání siláže z věží budou vrchní vybírače.

V rámci technologických výzkumných prací byly konány též technické zkoušky k objasnění některých důležitých vztahů, které mají vliv nejen na výpočet a konstrukci vrchních vybíračů, ale i na jejich exploataci.

1.1 ROZDĚLENÍ VRCHNÍCH VYBÍRAČŮ A STROJE POUŽITÉ PŘI ZKOUŠKÁCH

Vrchní vybírací stroje lze rozlišit z těchto hledisek:

a) Podle způsobu pohonu:

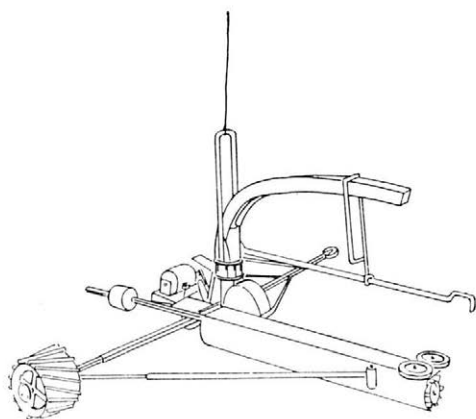
- s pohonem bubnem nebo koly, která spočívají na povrchu siláže (obr. 1);
- s pohonem od neotočně zavěšeného rámu (obr. 2).

b) Podle způsobu přemísťování materiálu:

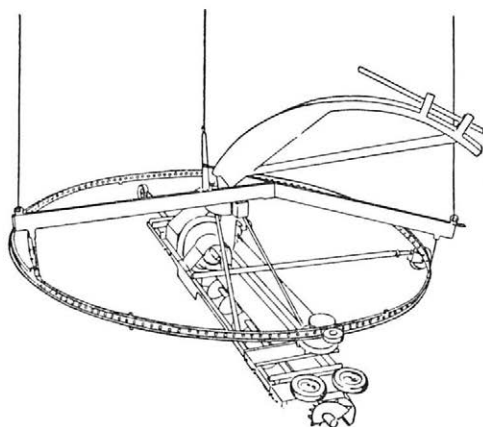
- s odhozem materiálu do shazovací šachty vně věže;
- se shazovací šachtou vytvořenou v náplni věže (v materiálu) a se spodním vynášecím dopravníkem.

V předkládaném pojednání bude věnována pozornost vzájemnému srovnávání strojů, které se liší způsobem pohonu a mají vesměs odhoz materiálu do shazovací šachty vně věže.

Při zkouškách, z jejichž výsledků jsou dále odvozovány závěry, bylo použito strojů uvedených v tabulce I.



1. Vrchní vybírací stroj na siláž s hnacím bubnem



2. Vrchní vybírací stroj na siláž se zavěšeným rámem

I. Vybírače použité při zkouškách

Vybírací stroj	Typ	Hmotnost stroje kg	Průměr věže m
Badger USA	Vybírač s jedním frézovacím šnekem, metačem a vynášecím dopravníkem pro přemísťování materiálu do shazovací šachty vně věže. Je zavěšen na jednom lanu. Pohon jedním hnacím bubnem	817	9
Starline USA	Vybírač se dvěma frézovacími šneky, metačem a odhozem do shazovací šachty vně věže. Je zavěšen na jednom lanu. Pohon dvěma hnacími bubny	625	6
DVS 6 ČSSR	Vybírač se shrnovacími disky, metačem a odhozem materiálu do shazovací šachty vně věže. Je zavěšen na třech lanech	1079	5,4

1.2 POUŽITÉ MATERIÁLY

Při zkouškách jednotlivých vybíračů, uvedených v tabulce I, bylo použito materiálů, jejichž vlastnosti uvádí tabulka II.

1.3 POUŽITÉ ZNAKY

V další části práce jsou užívány znaky, přehledně uvedené v tabulce III.

II. Vlastnosti použitých materiálů

Vybírací stroj	Materiál	Stroj, kterým byl materiál sklizen	Délka řezanky — cm			Sušina %
			průměrná hodnota	směrodatná odchylka	nejčastěji se vyskytující hodnota	
Badger	kukuřice	KS 69 (Jug)	1,44—1,93	0,17	1,15	18,89—26,64
Starline	řepný chrást se slámou	chrást drcen metačem SMPU 80, sláma řezána sklízecí řezačkou	neměřitelná	—	—	19,74—27,09
DVS 6	kukuřice	cepový sklízeč a řezačka RV 42	3,5	—	—	20,00

2. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

2.1 VRCHNÍ VYBÍRACÍ STROJE S HNACÍMI BUBNY NEBO KOLY

2.1.1 Hodinová výkonnost stroje

Vrchní vybírače, zavěšené na jednom nebo více lanech, je nutno během činnosti popouštět do záběru. Velikostí tohoto popouštění je ovlivňována hloubka záběru frézovacího orgánu s (obr. 3), na které je dále závislá hodinová výkonnost stroje Q , nepřímo pak plynulost činnosti a provozní spolehlivost stroje.

Věnujme nyní pozornost nejdůležitější vlastnosti stroje — hodinové vybírací výkonnosti Q , která obecně musí být

$$Q = F \cdot s \cdot n \cdot \gamma \cdot \frac{60}{1000} \quad (q \text{ h}^{-1}) \quad (1)$$

Při vybírání jedné náplně věže lze zavést

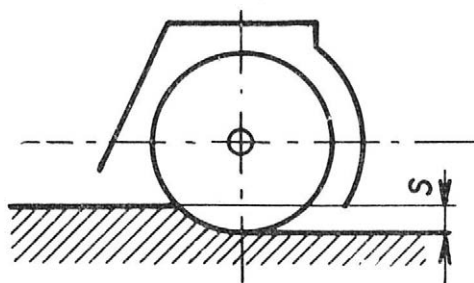
$$F \cdot \gamma \cdot \frac{60}{1000} = \text{konst.} = A \quad (2)$$

i když nelze přehlédnout, že veličina γ je proměnlivá a zvětšuje se s ubývající výškou náplně ve věži. Pro menší změnu výšky náplně ve věži ΔH pokládejme však měrnou hmotnost materiálu γ též za konstantní.

Dosazením výrazu (2) do (1) dostáváme rovnici pro hodinovou výkonnost stroje při daných podmínkách:

$$Q = A \cdot s \cdot n \quad (q \text{ h}^{-1}) \quad (3)$$

Z rovnice (3) vyvstává otázka, jaké existují vztahy mezi hodinovou výkonností stroje Q , hloubkou záběru s a počtem otáček stroje ve věži n . Již z názoru je totiž patrné,



3. Schéma znázorňující hloubku záběru frézovacího šneku

III. Seznam použitých znaků

Znak	Význam	Rozměr
$A, a, b,$ $c, d, p,$ q, r	konstanty	
D	vnitřní průměr věže	m
E	spotřeba energie k vybrané G q krmiva	kWh
F	plocha profilu náplně ve věži	m ²
G	vybrané množství materiálu	q
G_s	hmotnost stroje	kg
L	měrná spotřeba energie k vybrané g_q krmiva	kWh q ⁻¹
L_s	práce k nadzdvžení stroje o výšku v	kpm
M	otačivý moment, který udržuje v pohybu vybírací stroj	kpm
N	příkon hnacího motoru stroje	kW
P	tečná síla působící na poloměru $\frac{d}{2}$, jejímž účinkem vzniká úhlová výchylka rámu stroje φ	kp
Q	hodinová vybírací výkonnost stroje	q h ⁻¹
R_b	poloměr, na kterém působí hnací síla	m
d	průměr kružnice, na které jsou rozmístěna závěsná lana stroje	m
l	délka závěsných lan stroje	m
n	počet otáček otočné části stroje ve věži	min ⁻¹
s	hloubka záběru frézovacího orgánu stroje	mm
t	čas vybírání G q krmiva	h
v	nadzdvžení stroje, vzniklé jeho činností	m
γ	měrná hmotnost materiálu ve věži	qm ⁻³
$\triangle H$	změna výšky náplně ve věži	m
φ	úhel pootočení (úhlová výchylka) stroje z rovnovážné polohy	
λ	$\frac{l}{d}$	
max min $stř$	indexy vyjadřující velikost veličiny tímto indexem označené	

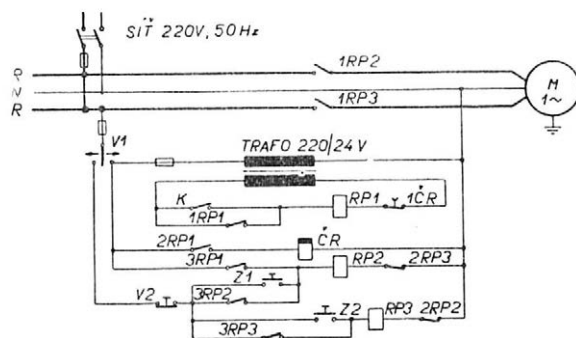
IV. Výsledky zkoušek vybírače Badger

$Q_{stř}$	$N_{stř}$	$L_{stř}$	Podmínky zkoušek				
			popouštění stroje	vybrané množství materiálu G (q)	výška náplně ve věži v době zkoušek (m)	teplota vzduchu v době zkoušek (°C)	čistý pracovní čas stroje (min)
43,84	3,418	0,078	ručně	646,10	9,02 – 7,23	– 5 až 18	992

že s přibýváním hloubky záběru stroje nepřibývá úměrně hodinové výkonnosti (u stroje s pohonem bubny, které spočívají na povrchu siláže), neboť tím současně vzrůstají odpory proti pohybu stroje a tím též prokluz hnacích bubnů (nebo kol), což má dále za následek zmenšování rychlosti otáčení stroje ve věži.

Tyto vztahy byly vyšetřovány u vrchního vybírače Badger. Výsledky dosažené ve zkušebním období od 19. 11. 1964 do 10. 12. 1964 jsou uvedeny v tabulce IV.

V uvedeném období byl stroj popouštěn do záběru ručně navijákem, který byl dodán se strojem. Výsledky zjišťování vztahů mezi hloubkou záběru, výkonností stroje a jeho počtem otáček za minutu byly neprůkazné s ohledem na nepravidelnost popouštění, k níž dochází při ruční obsluze. Proto byl stroj vybaven automatickým ovládacím zařízením, které na jeho každou otáčku způsobilo vždy stejné, předem nastavené popouštění stroje. Schéma tohoto zařízení je na obrázku 4. Pomocný motorek *M*, který pohání naviják vybíracího stroje, je uváděn do pohybu v okamžiku, kdy jsou spojeny kontakty *K* rtuťového spínače. K sepnutí těchto kontaktů dojde vždy jedenkrát za jednu otáčku stroje ve věži. Tím se sepnou relé *RP1*, které setrvává v poloze sepnuto činností přídržných kontaktů *1RP1*. Kontakty *2RP1* téhož relé připojí k napětí 220 V cívkou časového relé *ČR* a kontakty *3RP1* cívkou relé *RP2*. Kontakty tohoto relé *1RP2* připojí jednu část vinutí motorku *M* k síti. Tím se uvede motorek do pohybu a vybírací stroj začne klesat. Velikost popouštění závisí na čase, který je nastaven podle potřeby časovým relé *ČR*. Po uplynutí nastaveného času přeruší relé *ČR* svými kontakty *1ČR* obvod cívkou relé *RP1*, to odpadne a přeruší obvod cívkou relé *RP2*, které odpojí motorek *M* od sítě. Spouštění nebo zdvihání stroje je však možno ovládat též ručně tlačítky.



4. Schéma elektrického zapojení automatického popouštění stroje

Tímto zařízením bylo dosaženo závažných výsledků:

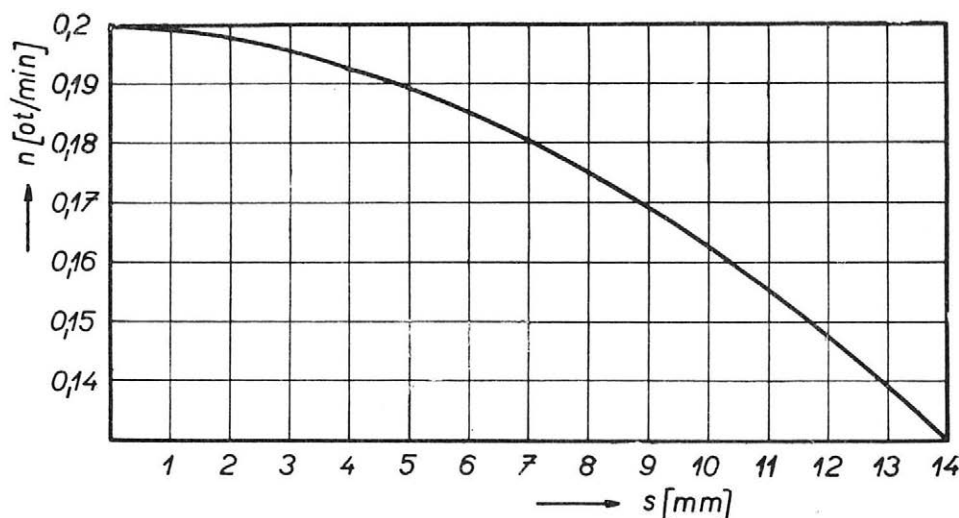
- Výkon stroje mohl být postupně zvyšován až k hranici, kdy již docházelo k provozním poruchám (nepravidelný chod stroje vlivem přetížení, přílišný prokluz hnacího bubnu apod.).
- Proměnlivost nastaveného vybíracího výkonu stroje byla jen velmi malá, takže z výsledků měření bylo možno úspěšně odvozovat vztahy mezi vyšetřovanými veličinami.
- Bylo shledáno, že vybírací výkon stroje lze pravidelným a rovnoměrným popouštěním zvýšit až na 59,18 q h⁻¹, tj. o 35 % více než při ručním popouštění (rozumí se v déle trvajícím provozu průměrně).
- Bylo dosaženo maximální výkonnosti stroje, při které ještě nevznikaly provozní poruchy, a to 64,00 q h⁻¹ (rozumí se v jednodenním průměru).

Tak mohl být pro vybírač Badger (a dané ostatní podmínky) nejprve stanoven vztah mezi hloubkou záběru *s* a jeho počtem otáček ve věži *n*, tedy

$$n = f_1(s) \quad (4)$$

Grafickým výrazem tohoto vztahu je čára v diagramu obrázku 5, pro kterou byla nalezena rovnice

$$n = ps^2 + qs + r \quad (5)$$



5. Vztah mezi hloubkou záběru s a počtem otáček stroje n

kde jednotlivé konstanty mají tyto hodnoty:

$$\begin{aligned} p &= -3,2 \cdot 10^{-4} \\ q &= -3,78 \cdot 10^{-4} \\ r &= 0,198 \end{aligned}$$

Z rovnice (5) možno výpočtem stanovit, že $n = 0$ je pro $s = 24,3$ mm, což prakticky značí, že při hloubce záběru 24,3 mm jsou pracovní odpory stroje tak veliké, že ustane krouživý pohyb stroje ve věži a dochází k podkluzu hnacího bubnu stroje na materiálu. Důsledek tohoto stavu není pro stroj nebezpečný, poněvadž pohybem hnacího bubnu na místě se buben zahrabe do materiálu tak, až opěrná tyč dosedne na materiál a buben se otáčí naprázdno. Tuto poruchu lze velmi snadno odstranit mírným nadzdvihnutím stroje a jeho pootočením rukou tak, aby hnací buben vyjel z prohlubně, kterou si prokluzem vytvořil.

Dosažením výrazu (5) do rovnice (3) nacházíme dále důležitý vztah pro hodinovou výkonnost vybírače, který je:

$$Q = A \cdot s \cdot n = A \cdot s \cdot (ps^2 + qs + r) \quad (6)$$

Zavedeme-li dále

$$A \cdot p = a; \quad A \cdot q = b; \quad A \cdot r = c$$

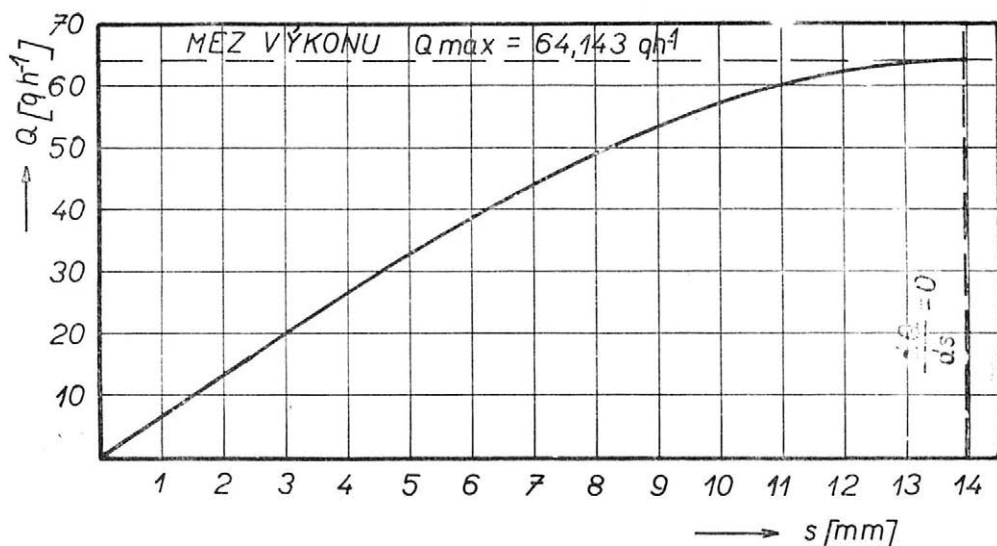
můžeme uvést:

$$Q = as^3 + bs^2 + cs \quad (7)$$

Pro existující výše popsané podmínky (vnitřní průměr věže 9 m, materiál kukuřice, vlhkost 18,89–26,64 %, délka řezanky 1,44 cm a měrné hmotnosti $\gamma = 9,24 \text{ q m}^{-3}$) jsou konstanty v rovnici (7)

$$\begin{aligned} a &= -0,0113 \\ b &= -0,01333 \\ c &= 6,983262 \end{aligned}$$

Čára, vyjadřující graficky tuto rovnici [$Q = f_2(s)$], je znázorněna v diagramu na obrázku 6.



6. Vztah mezi hloubkou záběru s a hodinovým výkonem Q

Jak tedy patrně, se zvětšováním hloubky záběru ubývá přírůstek výkonu, až v určitém okamžiku je jeho přírůstek roven nule. Kdyby byla hloubka záběru dále zvětšována, bude se výkon zmenšovat až do mezní hodnoty $Q = 0$.

Maximum výkonnosti stroje bude zajisté pro

$$\frac{dQ}{ds} = 3as^2 + 2bs + c = 0 \quad (8)$$

Rovnici (8) vyhovuje $s = 13,97$ mm, což značí, že při této hloubce záběru poskytne stroj za daných podmínek nejvyšší hodinovou výkonnost Q_{max} , která může být vypočítána z rovnice (7) a je:

$$Q_{max} = 64,14 \quad q \text{ h}^{-1}$$

Pro zajímavost je možno k tomuto výsledku doplnit, že během zkoušek bylo dosaženo skutečné nejvyšší hodinové výkonnosti stroje $Q_{max \text{ skut.}} = 64,00 \text{ q h}^{-1}$.

Anulováním rovnice (7) a výpočtem shledáváme konečně, že $Q = 0$ je pro $s = 24,3$ mm, což souhlasí s dříve již vypočítaným výsledkem.

Přestože odvozené výsledky byly získány za zcela určitých, v podstatě neproměnlivých okolností (nebo jen velmi málo proměnlivých), lze vyslovit tento obecně platný závěr: vrchní vybírače siláže s pohonem jedním nebo více bubny, které spočívají na hladině materiálu, mají vybírací výkonnost omezenou tím, že s přibývajícím hloubkou záběru frézovacího orgánu se zvětšuje prokluz hnacích bubnů a tím se zmenšuje rychlost krouživého pohybu stroje ve věži. Z toho však dále vyplývá, že u vrchních vybíracích strojů na siláž velmi záleží na konstrukci hnacího bubnu (tvaru povrchu a hmotnosti) a na ní závislé jeho tažné síle. Při tom je samozřejmé, že tažná síla bubnu se přenáší na otočnou část stroje na co možno největším poloměru, aby tak otáčivý moment, který udržuje stroj v pohybu, byl co největší.

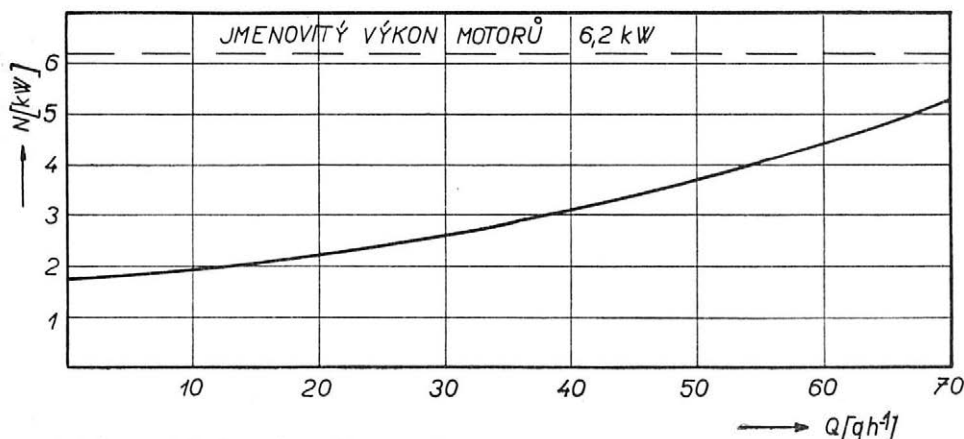
Na závěr této stati lze jen doplnit, že popsáný jev — prokluz hnacího bubnu — je u stroje tohoto typu využíván jako pojistka proti nadměrným silám, které mohou působit proti krouživému pohybu stroje ve věži.

2.1.2 Příkon hnacího motoru a měrná spotřeba energie

Příkon hnacího motoru N je pro dané podmínky funkcí hodinové výkonnosti stroje Q , tedy

$$N = f_1(Q) \quad (9)$$

Experimentálně byl tento vztah vyšetřován u vrchního vybírače Badger. Z vyšetřených hodnot byla sestavena křivka v diagramu na obrázku 7.



7. Vztah mezi hodinovým výkonem Q a příkonem N

Znalost funkční závislosti (9) je velmi důležitá pro stanovení měrné spotřeby energie k vybírání (tj. energie potřebné k vybrání jednotkového množství materiálu). Tato měrná spotřeba energie je totiž

$$L = \frac{E}{G} \quad (\text{kWh q}^{-1}) \quad (10)$$

kde: L = měrná spotřeba energie k vybírání (kWh q^{-1})

G = vybrané množství materiálu (q)

E = spotřeba energie k vybírání G krmiva (kWh)

A poněvadž dále

$$E = N \cdot t; \quad G = Q \cdot t \quad (11)$$

kde: t = čas vybírání G krmiva (h),

bude po dosazení vztahů (11) do (10)

$$L = \frac{N}{Q} \quad (\text{kWh q}^{-1}) \quad (12)$$

Je tedy zřejmé, že

$$L = f_2(Q) \quad (13)$$

Pro závislost (9) byla nalezena rovnice

$$N = a_1 Q^3 + b_1 Q^2 + c_1 Q + d_1 \quad (\text{kW}) \quad (14)$$

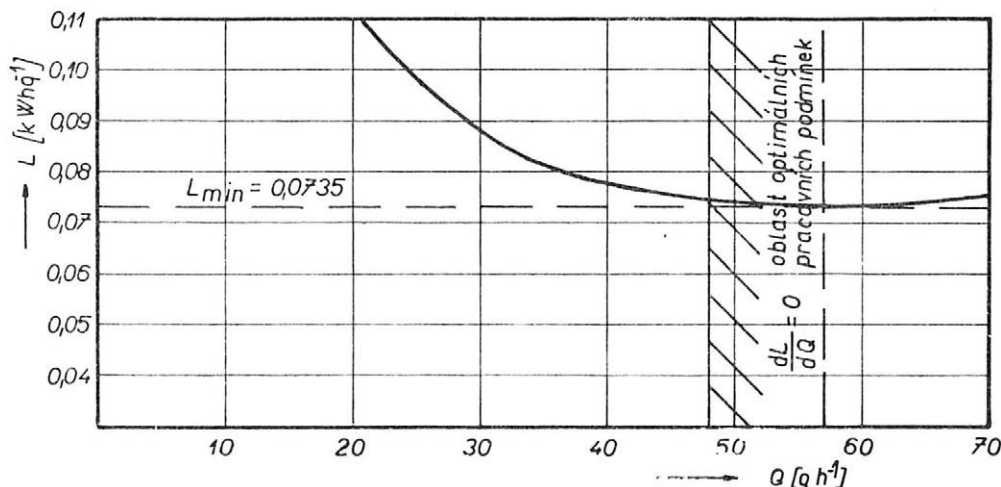
kde jednotlivé konstanty pro dané podmínky jsou

$$\begin{aligned} a_1 &= 1,4 \cdot 10^6 \\ b_1 &= 3,73 \cdot 10^4 \\ c_1 &= 0,0174 \\ d_1 &= 1,726 \end{aligned}$$

Dosazením rovnice (14) do výrazu (12) dostáváme konečně důležitou závislost (13), totiž

$$L = a_1 Q^2 + b_1 Q + c_1 + \frac{d_1}{Q} \quad (\text{kWh q}^{-1}) \quad (15)$$

Graficky je tato čára zobrazena v diagramu na obrázku 8.



8. Vztah mezi hodinovým výkonem Q a měrnou spotřebou hnací energie L

Z tohoto průběhu funkce $L = f_2(Q)$ lze vcelku snadno odvodit, že zkoušený stroj pracuje nejehospodárněji v oblasti hodinové výkonnosti

$$48 \text{ q h}^{-1} \leq Q \leq 64 \text{ q h}^{-1} \quad (16)$$

Pro důkladnější poznání tohoto vztahu lze dále vyhledat minimum, které bude pro

$$\frac{dL}{dQ} = 0 \quad (17)$$

tedy pro

$$2aQ + b - \frac{d}{Q^2} = 0 \quad (18)$$

Odtud nacházíme

$$Q = 56,95 \text{ q h}^{-1}$$

Což po dosazení do rovnice (15) a po výpočtu dává minimální hodnotu měrné spotřeby energie

$$L_{\min} = 0,0735 \text{ kWh q}^{-1}$$

Z dosud uvedených výsledků lze odvodit obecně platný závěr, že stroje tohoto typu

mají oblast optimálních pracovních podmínek, ve které se za daných okolností dosahuje nejehospodárnějšího provozu.

Posoudíme-li z tohoto hlediska výsledky výkonových zkoušek vybíracího stroje Badger, shledáváme, že při ručním popouštění stroje do záběru bylo dosaženo jen poměrně malé hodinové výkonnosti a navíc stroj pracoval méně hospodárně než po zavedení automatického ovládání. Z toho je zřejmé, že má-li být u strojů tohoto typu dosaženo vysokého výkonu a hospodárného provozu, musí mít stroj buď automatické ovládání (popouštění), anebo musí být ruční obsluha velmi pečlivá (tj. časté popouštění stroje o poměrně malou, pokud možno vždy stejnou hloubku).

2.2 VRCHNÍ VYBÍRACÍ STROJ S RÁMEM ZAVĚŠENÝM NA VÍCE LANECH

Vrchní vybírací stroje se zavěšeným rámem (obr. 2) mají dvě hlavní části: rám, zavěšený nejméně na třech lanech, a vlastní pracovní otočnou část. Pohon pracovní otočné části je odvozen od zavěšeného rámu, tedy nezávisle od dotyku stroje se siláží. Lana, na kterých je rám zavěšen, jsou rozmístěna na kružnici, jejíž průměr je jen o málo menší než vnitřní průměr věže. Otáčivý moment, nutný k udržení pracovní části stroje v otáčivém pohybu, vznikne takto:

Při zapnutí stroje se nejprve pootočí rám stroje o určitý úhel φ zpět. Tím se vychýlí závěsná lana ze svislé polohy, což má za následek nadzdvížení rámu a tím též celého stroje. Tímto nadzdvížením stroje vznikne samozřejmě moment, který se snaží vrátit stroj do původní rovnovážné polohy a za ustáleného chodu je v rovnováze s momentem působeným pracovními odpory proti pohybu otočné části stroje. Již z názoru je patrné, že čím větší působí odpory proti pohybu otočné části stroje, tím větší bude pootočení φ rámu stroje zpět a tím větší bude tedy i nadzdvížení stroje. Podrobněji však bude tato okolnost vysvětlena dále.

Ze strojů tohoto typu byl zkoušen vybírač DVS 6. I když nebylo možno vztah mezi hloubkou záběru s a hodinovou výkonností Q vyšetřovat tak podrobně jako u stroje Badger, přece jen výsledky těchto zkoušek umožňují objasnit některé jevy, které při činnosti strojů tohoto typu existují.

Pro vysvětlení vztahů, které vznikají při činnosti strojů tohoto typu, zavedme toto značení:

v — nadzdvížení stroje, vzniklé pootočením rámu zpět kolem svislé osy (m)

φ — úhel pootočení (úhlová výchylka) stroje z rovnovážné polohy

d — průměr kružnice, na kterém jsou rozmístěna závěsná lana stroje (m)

l — délka závěsných lan stroje (m)

Z obrázku 9 vyplývá

$$l - v = \sqrt{l^2 - x^2} \quad (19)$$

a dále

$$x = d \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \quad (20)$$

takže po dosazení (20) do (19) a úpravě dostáváme

$$v = l - \sqrt{l^2 - d^2 \cdot \sin^2 \frac{\varphi}{2}} \quad (21)$$

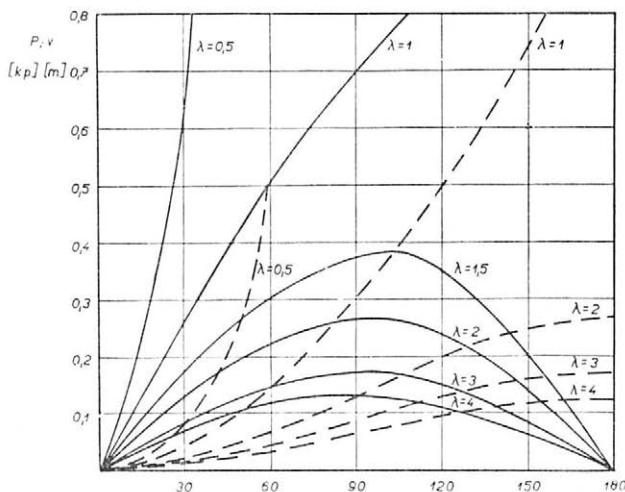
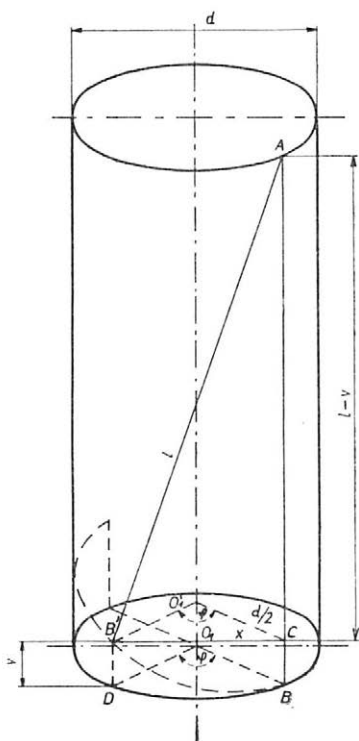
Zavedeme-li dále

$$\frac{l}{d} = \lambda \quad (22)$$

můžeme konečně uvést:

$$v = d \left(\lambda - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}} \right) \quad (23)$$

Z toho je zřejmé, že nadzdvížení stroje ve věži vlivem pootočení jeho rámu závisí jednak na velikosti úhlové výchylky φ a dále na délce závěsných lan stroje l , pokládáme-li z logických příčin veličinu d za konstantní.



10. Vztah mezi úhlovou výchylkou stroje se zavěšeným rámem φ , nadzdvížením stroje v a tečnou silou P

9. Schéma znázorňující kinematiku stroje se zavěšeným rámem

Vyšetřovaná funkce je periodická a její extrémy snadno nalezneme pro $\varphi = k \cdot \pi$, kde k je přirozené celé číslo (a tedy i nula). Minimum je pro každé sudé k , maximum pro každé liché k , což vyplývá též z fyzikální podstaty vyšetřovaného jevu. Praktický význam má však tato funkce pouze v intervalu $\langle 0, \pi \rangle$, neboť visí-li stroj na více než jednom lanu, dojde při úhlové výchylce $\varphi \approx \pi$ ke styku závěsných lan a dalším zvětšování úhlové výchylky nastává děj podstatně odlišný od dosavadního, totiž vzájemné svíjení závěsných lan.

Jak bylo vysvětleno, vzniká pootočením rámu stroje zpět jeho nadzdvížení, čímž je vzbuzován otáčivý moment M , který se snaží vrátit rám stroje zpět do rovnovážné polohy. Tento moment, který udržuje otočnou, pracovní část stroje v krouživém pohybu, je

$$M = P \cdot \frac{d}{2} \quad (24)$$

kde: P = tečná síla působící na poloměru $\frac{d}{2}$ (kp)

Poněvadž d = konstanta, vyšetřujeme dále pouze velikost síly P .

Z podmínky rovnosti elementárních prací dostáváme (zanedbáme-li účinek sil třecích a setrvačných):

$$dL_s = G_s \cdot dv = M \cdot d\varphi \quad (25)$$

Odtud a z rovnice (24) dostáváme

$$M = G_s \cdot \frac{dv}{d\varphi} = P \cdot \frac{d}{2} \quad (26)$$

kde G_s = hmotnost stroje (kg)

Z rovnice (23) můžeme vypočítat

$$\frac{dv}{d\varphi} = \frac{d}{4} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}} \quad (27)$$

což dosazením do (26) a po úpravě dává:

$$P = \frac{G_s}{2} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}} \quad (28)$$

Průběh této síly a závislost na úhlové výchylce φ je pro $G_s = 1$ a různé λ znázorněn v diagramu na obrázku 10. Ve stejném diagramu jsou čárkovane vyznačeny též průběhy zdvižení stroje v závislosti na úhlové výchylce λ pro $d = 1$ (rovnice 23).

U strojů se zavěšeným rámem mohou tedy být důsledky přetížení, např. vlivem příliš velké hloubky záběru, mnohem obtížnější než u strojů s hnacím bubnem nebo koly. Děj, který vede nakonec až k provozní poruše, lze popsat takto: Při běžné činnosti stroje je úhlová výchylka φ rámu stroje menší než ta, pro kterou je $P = P_{max}$. Některé krátkodobě působící zvýšené odpory překoná stroj tím, že se zvětší úhlová výchylka φ a tím též jeho nadzdvížení. Tak může stroj přejet překážku, která způsobila zvětšení odporu proti jeho pohybu. Izkmle však úhlová výchylka φ dosáhne hodnoty, při které je $P = P_{max}$, není stroj schopen tuto překážku překonat a dochází k svinování závěsných lan (frézovací, otočná část stroje zůstane v klidu, zatímco rám stroje se otáčí zpět). Tento stav může být odstraněn pouze ruční činností obsluhovatele, při níž může vzniknout velmi zákeřné nebezpečí. Obsluhovaatel musí totiž vstoupit do věže a ručně otáčet rámem stroje ve směru rozvíjení závěsných lan. Obsluhovaatel tak vcelku bezpečně rozvine lana až do okamžiku, kdy se úhlová výchylka zmenší na 180° . Tu však dojde k rychlému zvětšování momentu, který samovolně roztáhne rám stroje směrem k rovnovážné poloze. Tím se pohyb rámu stroje náhle urychluje a může vážně ohrozit bezpečnost obsluhovatele, který je v dosahu stroje.

Závěrem stati lze tedy shrnout, že vrchní vybírače s rámem zavěšeným na větším počtu lan mají též horní mez výkonnosti, která je dána tím, že hnací moment frézovací (otočné) části stroje může být zvětšován jen natolik, aby nedošlo ke svinování závěsných lan, které může nastat za uvedených okolností.

2.3 SILOVÉ ÚČINKY PŘI POHONU VRCHNÍCH VYBÍRAČŮ

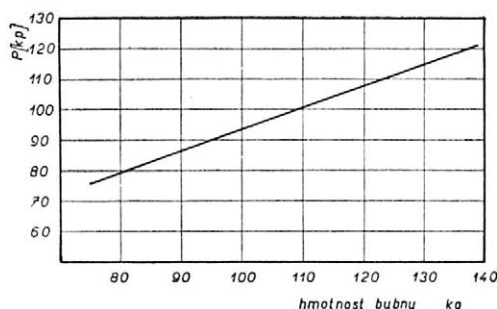
V předcházející stati byla již zmínka o hnací síle, potřebné k pohonu frézovací, otočné části vybíracích strojů. Tento pojem byl zaveden proto, že uvedená síla působí na poháněnou část stroje vždy tečně na poloměru, který je neproměnlivý a jehož velikost je známa. Tato síla byla u jednotlivých strojů vyšetřována (za výše uvedených okolností) a její maximální zjištěné velikosti jsou uvedeny v tabulce V.

V. Výsledky měření hnací síly

Stroj	Hmotnost hnacího bubnu (nebo hnacích bubnů) (kg)	Maximální hnací síla P_{max} (kp)	Poloměr, na kterém působí hnací síla R_b (m)	Poznámka
Badger	138	120	4,24	kukuřice, směska
Starline	71	104	2,63	řepný chrást drcený se slámou
DVS 6	—	194	2,28	$\lambda = 2,85$

VI. Velikost max. hnacího momentu

Stroj	M_{max}
Badger	508,8
Starline	273,52
DVS 6	442,32



11. Vztah mezi hmotností hnacího bubnu a jeho tažnou silou P

Hnací buben vybírače Badger je opatřen třemi závažími. Odbíráním jednotlivých závaží mohl být stanoven vztah mezi hmotností hnacího bubnu a jeho tažnou silou. Tato závislost je znázorněna v diagramu na obrázku 11.

Ze známé hnací síly P_{max} a známého poloměru R_b , na kterém tato síla působí, lze stanovit maximální hnací moment M_{max} , kterým může být otočná část stroje uváděna do pohybu.

$$M_{max} = P_{max} \cdot R_b \quad (\text{kpm}) \quad (29)$$

Velikost maximálního hnacího momentu pro jednotlivé stroje je uvedena v tabulce VI.

Hnací moment M , který působí při normální činnosti stroje, je však menší. Tak u stroje Badger byla během vybírání, při němž bylo dosaženo hodinové výkonnosti $Q = 50,8 \text{ q h}^{-1}$, naměřena hnací síla bubnu $P = 49 \text{ kp}$, takže potřebný hnací moment byl $M = 207,76 \text{ kpm}$.

3. Z Á V Ě R

3.1 Hodinová výkonnost vybíracího stroje s hnacím bubnem je za jinak nezměněných okolností podstatně závislá na rovnoměrnosti a pravidelnosti popouštění stroje do záběru. Automatickým zařízením pro popouštění stroje do záběru bylo dosaženo o 35 % vyšší průměrné hodinové výkonnosti než při běžném popouštění ručním.

3.2 U strojů s hnacím bubnem nepřibývá hodinové výkonnosti lineárně s hloubkou záběru stroje. S přibývajícím hloubkou záběru nejprve výkonnosti přibývá, až dosáhne maxima (meze výkonnosti); s dalším zvětšováním hloubky záběru již výkonnosti ubývá až k určité hranici, při které vybírací účinek stroje úplně ustane.

3.3 U strojů se zavěšeným rámem je výkonnost omezena tím, že hnací moment může být zvětšován jen natolik, aby nedošlo k svinování závěsných lan.

3.4 Při běžné činnosti vrchního vybíracího stroje nepřevyšuje potřebný hnací moment jednu polovinu maximálního hnacího momentu, který je stroj schopen vyvinout.

3.5 Každý vrchní vybírací stroj má tzv. oblast optimálních pracovních podmínek, ve které pracuje nejehospodárněji. Při jisté hodinové výkonnosti nabývá totiž za daných okolností měrná spotřeba energie minima. Běžná hodinová výkonnost stroje, využívaná v praktickém provozu, se má této nejvýhodnější výkonnosti pokud možno blížit.

3.6 Stroje poháněné hnacím bubnem mají přednost v tom, že při přetížení počne hnací buben prokluzovat tak dlouho, až dosedne opěrnou tyčí na siláž. Pak se počne otáčet ve volnu, aniž by vznikalo nebezpečí poruchy stroje. Buben tedy působí jako pojistka proti přetížení.

U strojů se zavěšeným rámem dojde při přetížení k pootočení rámu zpět. Tím se stroj nadzdvihne, takže může přejet překážku, která přetížení způsobila. Nestací-li však nadzdvžení stroje k tomu, aby síla, která přetížení způsobila, se zmenšila až na takovou, kterou je stroj schopen překonat, nastane svinování závěsných lan (rám stroje se otáčí zpět, zatímco otočná, frézovací část stroje je v klidu). Přitom se může se závěsnými lany svinovat i přírodní elektrický kabel, což vyvolává nebezpečí vážné poruchy.

U některých strojů tohoto typu je jedno ze závěsných lan zachycováno za okraj některého z oken, čímž se odstraňuje nebezpečí svinování lan. Podobný stroj však u nás až dosud nebyl zkoušen.

Pohon strojů se zavěšeným rámem je nezávislý na jejich dotyku se siláží. Tato okolnost je výhodná v tom případě, má-li být stroje používáno i při plnění věží k rozrovnávání nebo přechovávání materiálu, čehož nelze dosáhnout stroji s hnacími bubny.

Konstrukčně jsou stroje s hnacími bubny jednodušší než stroje se zavěšeným rámem.

Z uvedeného lze shrnout, že tam, kde má stroj pracovat pouze jako vybírač, je výhodnější pohon hnacím bubnem. Má-li stroj pracovat též jako rozrovnávač nebo dusač při plnění věže, je třeba použít složitějšího stroje se zavěšeným rámem.

Došlo dne 1. 6. 1965

Literatura

1. Výsledky výzkumu velkovýrobní technologie konzervace píce silážování ve věžích. Zemědělská technika, tematické dvojčíslo 8-9/1965.

К теории и вычислению верхних силосоотборщиков для башен

Проведенные опыты показали, что верхние силосоотборщики лучше всего отвечают требованиям сельскохозяйственной практики. Из числа верхних силосоотборщиков подробно испытывались машины с приводом при помощи приводного барабана, находящегося на поверхности силоса, и машины с навесной рамой. Было установлено, что у этих силосоотборщиков имеется граница часовой производительности (при одинаковых остальных условиях), которую нельзя переходить. Кроме того было установлено, что при определенной производительности отборочная машина потребляет наименьшее количество приводной энергии, необходимой для отбора соответствующего количества материала. В производстве машина должна работать с такой часовой производительностью. Путем систематического и равномерного отпускания машины часовую производительность силосоотборщиков можно значительно увеличить.

Приводной момент при обычной эксплуатации, необходимый для вращения рабочей части машины в башне, как правило не превышает половины максимального момента, который машина способна развить.

Машины с приводом от барабана в конструкционном отношении проще. Но в том случае, если силосоотборщик предназначен также для выравнивания или трамбовки материала, следует пользоваться машиной с навесной рамой.

Comments on the Theory and Calculations of the Upper Unloaders of the Tower Silos

The results of the carried-out experiments proved, that the upper unloaders were the best suitable for the requirements of the farming practice. Of the upper-type unloaders comprehensive tests were carried out with the unloaders driven by a drum on the top surface of the silage and with the unloaders using a suspension frame. It was found that these unloaders have a limit output per hour (in otherwise equal conditions), which can not be surpassed. It was further found, that with a certain unloading output per hour there is a minimum power requirement needed to unload a unit of quantity. The installation should be operated pre-set for this performance per hour. The performance of the unloader can be considerably increased by an adequate control of the operation.

With the normal operation, the driving moment, required for the rotation of the working mechanism positioned in the tower, is usually not higher than one half of the maximum moment which the implement is able to develop.

The implements using a driving drum are simpler in design. In case however, that the unloader is to serve for the spreading and compression of the silage, it is necessary to use the type with the suspension frame.

Beitrag zur Theorie und Berechnung der Obenentnahmegeräte für Silage aus Silotürmen

Die vorgenommenen Versuche haben gezeigt, daß die Obenentnahmegeräte am besten den Forderungen der landwirtschaftlichen Praxis entsprechen. Es wurden eingehend die Obenentnahmegeräte mit Trommelantrieb, die sich auf die Oberfläche des Futterstockes stützen, und die mit aufgehängtem Rahmen geprüft. Es wurde festgestellt, daß diese Entnahmegeräte eine Grenze der Stundenleistung aufweisen (bei denselben übrigen Bedingungen), welche nicht überstiegen werden kann. Ferner wurde festgestellt, daß die Maschine bei einer bestimmten Stundenleistung einen minimalen Energiebedarf je Mengeneinheit des Futters hat. Die Maschine sollte mit dieser Stundenleistung im Betrieb eingesetzt sein. Durch eine regelmäßige Höhenverstellung kann die Stundenleistung der Entnahmegeräte bedeutend gesteigert werden.

Der Antriebsmoment, der für den Umlauf des Arbeitsarmes des Entnahmegerätes während des normalen Betriebes notwendig ist, überschreitet gewöhnlich

nicht die Hälfte des maximalen Momentes, welchen die Maschine zu entwickeln fähig ist.

Die Maschinen mit dem Trommelantrieb sind konstruktiv einfacher. Soll das Entnahmegesetz jedoch auch das Futter bei der Silobefüllung ausbreiten und stampfen, dann ist es notwendig, die Maschine mit aufgehängtem Rahmen einzusetzen.

Inž. Josef Blažek, CSc.

Výzkumný ústav zemědělské techniky,
Řepy u Prahy

631.364.7 : 621.867.8/.9

1. ÚVOD

Rychlost dopravovaných částic je jedním z nejdůležitějších parametrů pneumatické dopravy. Spolu s druhými parametry rychlost částic určuje:

1. Technologickou vhodnost pneumatické dopravy pro daný druh materiálu (poškození dopravovaného materiálu, nežádoucí zejména u semen zemědělských plodin [3, 4, 33], a opotřebení dopravního potrubí [1, 32]).
2. Spolehlivost dopravy (ucpávání potrubí).
3. Hospodárnost pneumatické dopravy (hydrodynamické ztráty při pneumatické dopravě jsou funkcí rychlosti částic materiálu [1, 14, 26, 28, 32, 40]).
4. Efektivnost technologických procesů spojených s výměnou tepla nebo hmoty, probíhajících buď přímo při dopravě [36], nebo ve vztahu [10, 17, 23, 24].

Rychlost částic dopravovaného materiálu podél osy potrubí zůstává však dosud jednou z nejméně prostudovaných otázek pneumatické dopravy. To se odráží v protikladnosti nejen výchozích hypotéz, ale i závěrů z experimentálních prací různých autorů o rychlosti částic při pneumatické dopravě.

V literatuře se nejčastěji vyskytují následující předpoklady nebo tvrzení o rychlosti částic při ustáleném režimu pneumatické dopravy:

— pro drobné částice podle Bartha [5] a Urbana [39]

$$\frac{v_m}{v_v} = 1 \quad (1)$$

nebo podle Graczyka [18] a Kalinuškina [25]

$$\frac{v_m}{v_v} \doteq 1 \quad (1)$$

— pro svislou dopravu podle Dzjadzia [12, 13, 14], Chancellora [22], Chuďakova [23, 24], Smoldyrevy [34], Thorleye [38], Urbana [39], Uspenského [40] a jiných

$$\frac{v_m}{v_v} = 1 - \frac{v_s}{v_v} \quad (1)$$

nebo podle Pražáka [32]

$$\frac{v_m}{v_v} = 1 - \left(\frac{v_s}{v_v} \right)^2 \quad (1)$$

nebo v implicitním tvaru podle Weidnera [42]

$$\left(1 - \frac{v_m}{v_v}\right)^{2-k} - \xi \frac{v_s^{2-k} \cdot v_v^k}{2 D g} \cdot \left(\frac{v_m}{v_v}\right)^2 - \left(\frac{v_s}{v_v}\right)^{2-k} = 0 \quad (1) \quad (5)$$

— pro vodorovnou dopravu podle Karpova [26], Smoldyreva [34], Uspenského [40] a jiných

$$\frac{v_m}{v_v} = a < 1 \quad (1) \quad (6)$$

nebo podle Gasterstäda [16]

$$\frac{v_m}{v_v} = a - \frac{b}{v_v} \quad (1) \quad (7)$$

nebo podle Pražáka [32], Welschofa [43] a jiných

$$\frac{v_m}{v_v} = \frac{1}{1 + Fr_s \sqrt{\xi/2}} \quad (1) \quad (8)$$

nebo v implicitním tvaru podle Weidnera [42]

$$\left(1 - \frac{v_m}{v_v}\right)^{2-k} - \xi \frac{v_s^{2-k} \cdot v_v^k}{2 D g} \cdot \left(\frac{v_m}{v_v}\right)^2 = 0 \quad (1) \quad (9)$$

kde: v_m = rychlost částice dopravovaného materiálu při ustáleném režimu pneumatické dopravy (m s^{-1})

v_v = rychlost dopravního vzduchu v potrubí (m s^{-1})

v_s = rychlost vznosu částice dopravovaného materiálu (m s^{-1})

$k \in \langle 0; 1 \rangle$ = exponent určující Newtonovu (kvadratickou), přechodovou a Stokesovu (lineární) oblast závislosti odporu koule na Reynoldsově číslu jejího obtékání (1)

ξ = součinitel odporu proti pohybu částice materiálu v potrubí vlivem tření a rázů částic o stěny potrubí o vzájemného tření mezi částicemi (1)

D = průměr potrubí (m)

g = tíhové zrychlení zemské (m s^{-2})

a, b = konstanty (1), (m s^{-1})

$Fr_s = \frac{v_s}{\sqrt{gD}}$ = Froudeho číslo, sestavené z rychlosti vznosu částice a průměru potrubí (1)

Takový nesouhlas výsledků a hypotéz různých autorů svědčí o

- nedostatečném teoretickém osvětlení problému,
- obtížnosti pokusu vůbec a zejména o malé přesnosti měřících metod [44].

2. DIFERENCIÁLNÍ ROVNICE POHYBU ČÁSTICE PŘI PNEUMATICKÉ DOPRAVĚ

Teoreticky je rychlost dopravované částice podél potrubí dána řešením diferenciální rovnice jejího pohybu. Při sestavení této rovnice se obvykle přijímají tyto zjednodušující předpoklady:

1. Potrubí je přímé a o nekonečné délce.
2. Rychlost vzduchu je konstantní jak v příčném průřezu, tak i po délce potrubí.
3. Všechny dopravované částice mají všechny vlastnosti navzájem stejné.
4. Všechny částice se pohybují ve vznosu.

5. Přítomnost většího počtu částic v potrubí neovlivňuje podmínky jejich obtékání dopravním vzduchem.

Hledanou diferenciální rovnici lze sestavit, jsou-li známy síly působící na jednu částici [5, 9, 22, 32, 38, 39] nebo na soubor částic, nacházejících se ve vytknutém elementárním objemu potrubí [39, 42, 43]. Za přijatých předpokladů vedou totiž oba naznačené způsoby k témuž výsledku. V odborné literatuře se však vyskytují různé názory na to,

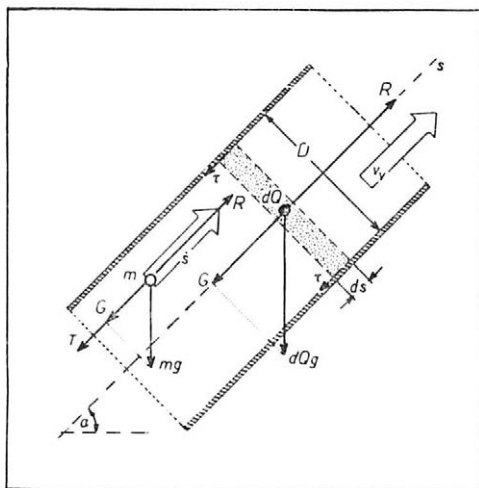
- které síly působí na částici nebo na vytknutý objem,
- jak jsou tyto síly definovány fyzikálně.

V obecném případě lze zpravidla uvažovat tři základní síly, působící na částici či vytknutý objem ve směru osy potrubí (obr. 1), a to:

- R — sílu, kterou působí na částici dopravní vzduch při jejím obtékání (N),
- G — složku tíhy částice ve směru osy potrubí (N),
- T — odpor proti pohybu částice v potrubí, vyvolaný třením a nárazy částice na stěny potrubí a vzájemným třením a rázy mezi částicemi (N).

Diferenciální rovnice pohybu částice je pak podle druhé věty Newtonovy dána výrazem:

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} = R - G - T \text{ (N)} \quad (10)$$



1. Síly, působící na částici dopravovaného materiálu ve směru osy potrubí

2.1 SÍLA R , KTEROU PŮSOBÍ NA ČÁSTICI DOPRAVNÍ VZDUCH PŘI JEJÍM OBTÉKÁNÍ

Síla čelního odporu částice R se vyjadřuje nejčastěji podle Newtonova kvadratického zákona odporu [21]

$$R = [\operatorname{sgn}(v_v - \dot{s})] \cdot c_{of} \varrho_v \cdot \frac{(v_v - \dot{s})^2}{2} \\ = [\operatorname{sgn}(v_v - \dot{s}^*)] \cdot c_f \varrho_v \cdot (v_v - \dot{s})^2 \text{ (N)} \quad (11)$$

kde: R = síla čelního odporu částice (N)

v_v = rychlost dopravního vzduchu (m s^{-1})

$\dot{s} = \frac{ds}{dt}$ = rychlost částice (m s^{-1})

$c = 1/2 c_o$ = součinitel čelního odporu částice (1)

f = plocha projekce částice do roviny, kolmé k vektoru rychlosti jejího obtékání (m^2)

ϱ_v = měrná hmotnost dopravního vzduchu (kg m^{-3})

Téměř všechny neshody v této otázce, vyskytující se v odborné literatuře, se týkají hodnoty součinitele čelního odporu částice c . Obecně závisí tento součinitel na charakteru obtékání částice proudem vzduchu, tj. jak na vlastnostech samotné částice (tvar, jakost

*) Vysvětlení k ozn. $\dot{s}$ viz na str. 619.

povrchu, orientace v proudu vzduchu, rotace, elektrizace aj.), tak na vlastnostech proudění (Reynoldsovo číslo obtékání, intenzita turbulence T , stísněnost obtékání $\frac{d}{D}$, hmotnostní směšovací poměr dopravní μ_F , rychlostní profil proudění aj.). Nejdokonaleji je tento součinitel prostudován pro kouli. Proto také většina autorů uvažuje ve svých teoriích částice kulového tvaru.

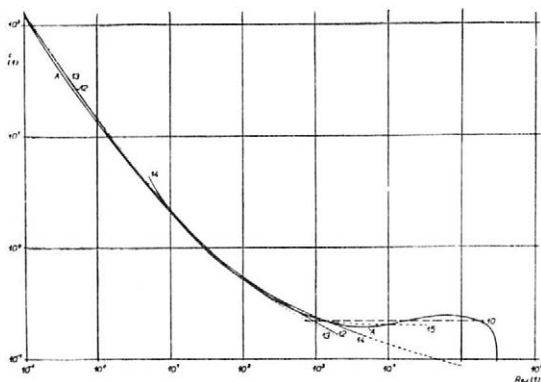
V případě nutnosti se odlišný tvar částice respektuje součinitelem φ [27, 29, 41]

$$c_n = \varphi c \quad (1)$$

kde: φ = tvarový součinitel nekulové částice (1)
 c_n = součinitel čelního odporu nekulové částice (1)
 c = součinitel čelního odporu hydraulicky hladké koule o stejném objemu jako nekulová částice (1)

Závislost součinitele čelního odporu koule c na Reynoldsově čísle

$$Re_d = \frac{d(v_v - \dot{s})}{\nu} \quad (1)$$



2. Závislost součinitele čelního odporu hydraulicky hladké koule c na Reynoldsově čísle jejího obtékání Re_d
 A — křivka, sestavená podle tabelárních hodnot [39, 41];
 10 — $c = 0,23$ (1), aproximace podle Gasterstáda [16];

$$12 - c = \frac{12}{Re_d} + \frac{2}{\sqrt[3]{Re_d}} \quad (1),$$

aproximace podle Kljačka [24];

$$13 - c = \frac{12}{Re_d} + \frac{2}{Re_d} + \frac{0,5}{\sqrt[5]{Re_d}} \quad (1),$$

aproximace podle Kudrjašova [24];

$$14 - c = \frac{2,15}{\log^2 Re_d} \quad (1)$$

aproximace podle Lobajeva [14];

$$15 - c = 0,2 + \frac{20}{Re_d} \quad (1)$$

aproximace podle Dallavallea [9, 15];

kde: Re_d = Reynoldsovo číslo obtékání koule (1)

d = průměr koule (m)

$v_v - \dot{s} = v_r$ = relativní rychlost obtékání koule ($m \cdot s^{-1}$)

ν = kinematická viskozita vzduchu ($m^2 \cdot s^{-1}$)

je znázorněna v logaritmických souřadnicích na obrázku 2 (křivka A). Z obrázku či z tabelárních hodnot [39, 41] je patrné, že při velmi malých číslech Reynoldsa $Re_d \in (0; 0,3 \sim 1)$ je hodnota součinitele c dána výrazem $c =$

$$= \frac{12}{Re_d} \quad (1)$$

a síla R je pak úměrná první mocnině relativní rychlosti obtékání v_r , tj. nachází se ve Stokesově oblasti. Naproti tomu při velkých Reynoldsových číslech $Re_d \in (7 \cdot 10^2; 2 \cdot 10^5)$ (1) je součinitel c přibližně konstantní a síla R je tedy úměrná druhé mocnině relativní rychlosti obtékání v_r , tj. nachází se v Newtonově oblasti. Mezi oběma těmito oblastmi existuje zřejmě plynulá oblast přechodná (obr. 2).

Obecné analytické vyjádření závislosti $c = f(Re_d)$ není známo. Proto se různí autoři pokoušejí alespoň v určitých mezích Rey-

noldsova čísla Re_d s určitou přesností aproximovat tuto závislost (křivky 12, 13, 14, 15 na obr. 2).

Horák [21] a Poljakov [31] spojují Stokesův a Newtonův zákon odporu v jeden výraz

$$R = a \cdot v_r + b \cdot v_r^2 \quad (\text{N}) \quad (14)$$

kde a , b jsou konstanty (kg s^{-1}), (kg m^{-1})

volené tak, že při velmi malých relativních rychlostech obtékání $b \cdot v_r^2 \ll a \cdot v_r$ (N) a výraz (14) přechází v zákon Stokesův, a naopak, při velkých relativních rychlostech obtékání $b \cdot v_r^2 \gg a \cdot v_r$ (N) a výraz (14) přechází v zákon Newtonův. Tomu odpovídá aproximace navržená Dallavalle [9, 15].

$$c = 0,2 + \frac{20}{Re_d} \quad (1) \quad (15)$$

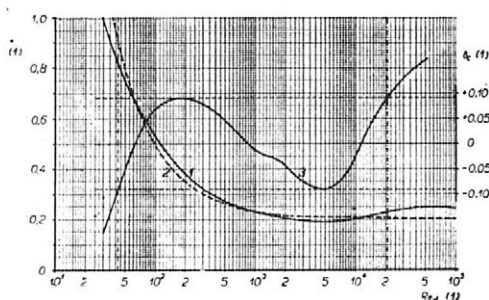
vyhovující s přesností $\delta_c = 0,1$ (1) v rozmezí $Re_d \in (10^3; 2 \cdot 10^4)$ (1).

Protože tento typ závislosti $c = f(Re_d)$ je, jak bude patrné z dalšího, svým tvarem matematicky vhodný pro naše řešení, pokusil se autor nalézt dokonalejší aproximaci

$$c = 0,204 + \frac{29,3}{Re_d} \quad (1) \quad (16)$$

vyhovující s přesností $\delta_c = 0,09$ (1) v rozmezí

$Re_d \in (4,3 \cdot 10^3; 2,1 \cdot 10^4)$ (1). Na obrázku 3 je pro názornost porovnávána autorova aproximace (16) s tabelovanou funkcí [39, 41] (křivky 2 a 1). Současně je na téměř obrázku uvedena relativní chyba této aproximace δ_c (křivka 3) v uvedených mezích Reynoldsova čísla Re_d .



3. Závislost součinitele čelního odporu hydraulicky hladké koule c na Reynoldsově čísla jejího obtékání Re_d

1 — křivka, sestavená podle tabelárních hodnot [39, 41];

2 — $c = 0,204 + \frac{29,3}{Re_d}$ (1), autorova aproximace;

3 — relativní chyba autorovy aproximace

Uvedené rozmezí hodnot Reynoldsova čísla zahrnuje prakticky celou oblast pneumatické dopravy zrnitých materiálů, přicházející běžně v úvahu. Minimální hodnota Reynoldsova čísla odpovídá dopravě drobných lehkých částic o průměru $d = 10^{-3}$ (m) při ustáleném režimu, tj. při malé relativní rychlosti jejich obtékání $v_r = 1$ (m s^{-1}) a vyšší teplotě dopravního vzduchu $\nu = 16,9 \cdot 10^{-6}$ ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$):

$$Re_{dmin} = \frac{10^{-3} \cdot 1}{16,9 \cdot 10^{-6}} = 5,92 \cdot 10 \quad (1)$$

Maximální hodnota Reynoldsova čísla odpovídá zřejmě dopravě větších částic o průměru $d = 10^{-2}$ (m) při jejich urychlování na počátku potrubí, tj. při velké relativní rychlosti jejich obtékání $v_r = 30$ (m s^{-1}) a nižší teplotě dopravního vzduchu $\nu = 14,1 \cdot 10^{-6}$ ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$):

$$Re_{dmax} = \frac{10^{-2} \cdot 30}{14,1 \cdot 10^{-6}} = 2,13 \cdot 10^4 \quad (1)$$

Výraz (11) pro sílu R přejde po dosazení za c aproximace (16) a za Re_d výrazu (13), po zavedení tvarového součinitele $\psi = 1,56$ (1) pro zrno pšenice [27] a po jednoduché úpravě ve tvar

$$R = [\operatorname{sgn}(v_v - \dot{s})] \cdot 0,477 \cdot \frac{m}{d} \cdot \frac{\varrho_v}{\varrho_m} \cdot (v_v - \dot{s}^2 + \\ + [\operatorname{sgn}(v_v - \dot{s})] \cdot 68,6 \cdot \frac{m\nu}{d^2} \cdot \frac{\varrho_v}{\varrho_m} \cdot (v_v - \dot{s}) \quad (\text{N}) \quad (17)$$

kde: R = síla čelního odporu částice tvaru pšeničného zrna (N)
 v_v = rychlost dopravního vzduchu (m s^{-1})
 $\dot{s} = \frac{ds}{dt}$ = rychlost částice (m s^{-1})
 m = hmotnost částice (kg)
 ν = kinematická viskozita vzduchu ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
 d = průměr koule, jejíž objem je roven objemu částice (m)
 ϱ_v = měrná hmotnost dopravního vzduchu (kg m^{-3})
 ϱ_m = měrná hmotnost materiálu částice (kg m^{-3})

2.2 SLOŽKA TÍHY ČÁSTICE VE SMĚRU OSY POTRUBÍ G

Je-li měrná hmotnost dopravního vzduchu ϱ_v zanedbatelně malá proti měrné hmotnosti materiálu částice ϱ_m , což platí při pneumatické dopravě, a lze-li tedy zanedbat Archimedovu sílu, je složka tíhy částice ve směru osy potrubí určena výrazem

$$G = mg \cdot \sin \alpha \quad (\text{N}) \quad (18)$$

kde: G = složka tíhy částice ve směru osy potrubí (N)
 m = hmotnost částice (kg)
 g = tíhové zrychlení zemské (m s^{-2})
 α = úhel sklonu dopravního potrubí (rad)

2.3 ODPOR PROTI POHYBU ČÁSTICE V POTRUBÍ T

Pražák [32] uvádí hypotézu Vogta, Whitea a jiných autorů, podle níž je brzdicí síla T úměrná kinetické energii částice a nepřímo úměrná průměru potrubí, tj.

$$T = (\operatorname{sgn} \dot{s}) \cdot \xi \cdot \frac{m\dot{s}^2}{2} \cdot \frac{1}{D} \quad (\text{N}) \quad (19)$$

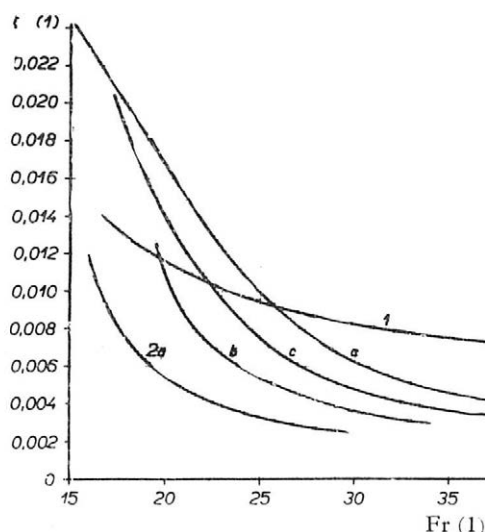
kde: T = síla odporu proti pohybu částice v potrubí, vyvolaná třením a nárazy částice na stěny potrubí a vzájemným třením a rázy mezi částicemi (N)
 ξ = součinitel odporu proti pohybu částic materiálu v potrubí (1)
 m = hmotnost částice (kg)
 $\dot{s} = \frac{ds}{dt}$ = rychlost částice (m s^{-1})
 D = průměr potrubí (m)

Týž výraz odvodili i jiní autoři: Crane [9] z obecné rovnice Darcy–Weisbachovy, Weidner [42], Lempp [28], Urban [39] z výrazu tečného napětí na stěně potrubí, působícího na soubor částic, obsažených ve vytknutém elementárním objemu potrubí po obvodu tohoto úseku potrubí, Welschof [43] ze ztráty kinetické energie částic při jejich rázech a tření o stěnu potrubí a mezi sebou navzájem.

Avšak v názorech na veličinu součinitele odporu ξ se jednotliví autoři velmi různí. Lempp [28] jej považuje za konstantu, aniž uvádí její fyzikální smysl. Crane [9] udává pro dopravu pšenice v potrubí o průměru $D = 0,102$ (m) závislost tohoto součinitele ξ na rychlosti dopravního vzduchu v_v , platnou pro libovolný úhel sklonu potrubí α (obr. 4, křivka 1). Podle Weidnera [42] závisí hodnota součinitele ξ především na pružnosti a jakosti povrchu částic a dopravního potrubí. V žádném případě však nestačí uvažovat jen Reynoldsovo číslo pro proudění v potrubí Re . Podle Pražáka [32] závisí součinitel ξ na úhlu sklonu potrubí α , na vlastnostech dopravovaného materiálu, na hmotnostním směšovací poměru dopravním μ_F , na průměru potrubí D a na poměru rychlostí vzdu-

4. Závislost součinitele odporu proti pohybu částice materiálu ve vodorovném potrubí ξ_o na Froudeho čísle pro proudění v potrubí Fr

1 — podle Cranea [9]. 2 — podle Welschofa [43] při různém hmotnostním průtoku dopravovaného materiálu: a — $G_m = 0,13$ (kg s⁻¹); b — $G_m = 0,59$ (kg s⁻¹); c — $G_m = 1,09$ (kg s⁻¹); d — $G_m = 1,61$ (kg s⁻¹)



chu v_v a částic dopravovaného materiálu v_m . Konkrétní závislosti však neuvádí. Pro řešení diferenciální rovnice pohybu částice v potrubí uvažuje Pražák součinitel ξ jako konstantu. Welschof [43] uvádí pro dopravu pšenice s rychlostí vzhodu $v_s = 9,05$ (m s⁻¹) ve vodorovném potrubí o průměru $D = 0,061$ (m) závislost součinitele ξ na Froudeho čísle Fr pro různé množství dopravovaného materiálu G_m (obr. 4, křivky 2 a—d). Urban [39] uvádí, že součinitel ξ závisí na četnosti rázů částic o stěny potrubí a proto je jeho hodnota ve vodorovném potrubí v důsledku nerovnoměrnosti rozptýlení částic v příčném průřezu potrubí větší než ve svislém potrubí. Tento rozdíl mizí teprve při vysokých rychlostech dopravního vzduchu v_v , kdy vztahové síly převládají nad silami tíže a částice se rozptýlí rovnoměrně v příčném průřezu potrubí. To je vyjádřeno obecným vztahem pro šikmé potrubí:

$$\begin{aligned} \xi_\alpha &= \xi_{\frac{\pi}{2}} + (\xi_o - \xi_{\frac{\pi}{2}}) \cdot \cos \alpha = \\ &= \xi_{\frac{\pi}{2}} + \frac{2 \cdot \frac{v_s}{v_v} \cdot \cos \alpha}{\left(\frac{\xi}{v_v} \cdot Fr\right)^2} = \xi_{\frac{\pi}{2}} + \frac{2 \cdot \frac{v_s}{v_v} \cdot gD \cdot \cos \alpha}{\xi^2} \quad (N) \quad (20) \end{aligned}$$

kde: ξ_α = součinitel odporu proti pohybu částic materiálu v šikmém potrubí (1)
 $\xi_{\frac{\pi}{2}}$ = součinitel odporu proti pohybu částic materiálu ve svislém potrubí (je obecně funkcí Froudeho čísla Fr_s) (1)
 ξ_o = součinitel odporu proti pohybu částic materiálu ve vodorovném potrubí (1)

$$\begin{aligned}
\alpha &= \text{úhel sklonu dopravního potrubí (rad)} \\
v_s &= \text{rychlost vznosu částice dopravovaného materiálu (m s⁻¹)} \\
v_v &= \text{rychlost dopravního vzduchu v potrubí (m s⁻¹)} \\
Fr_s = \frac{v_s}{\sqrt{gD}} &= \text{Froudeho číslo, sestavené z rychlosti vznosu částice a průměru potrubí (1)} \\
Fr = \frac{v_v}{\sqrt{gD}} &= \text{Froudeho číslo pro proudění v potrubí (1)} \\
g &= \text{tíhové zrychlení zemské (m s⁻²)} \\
D &= \text{průměr dopravního potrubí (m)} \\
\dot{s} = \frac{ds}{dt} &= \text{rychlost částice (m s⁻¹)}
\end{aligned}$$

Co do charakteru závislosti součinitele ξ_x na rychlosti dopravního vzduchu v potrubí v_v nebo, což je obdobné, na Froudeho čísle Fr , výraz (20) se v podstatě shoduje se závislostí podle Cranea [9] a Welschofa [43] (obr. 4). Lze jej tedy přijmout pro náš další výpočet, neboť odhaluje fyzikální podstatu součinitele odporu podrobněji než ostatní uvedené závislosti.

Síla odporu proti pohybu částice v potrubí bude tedy

$$T = [\operatorname{sgn} \dot{s}] \cdot \frac{\xi_x}{2} \cdot \frac{m \dot{s}^2}{2D} + [\operatorname{sgn} \dot{s}] \cdot \frac{v_s}{v_v} \cdot mg \cdot \cos \alpha \quad (\text{N}) \quad (21)$$

2.4 DIFERENCIÁLNÍ ROVNICE

Dosazením výrazů (17), (18) a (21) pro jednotlivé síly R , G a T do rovnice (10) a jednoduchou úpravou se získá výsledná diferenciální rovnice pohybu částice tvaru pšeničného zrna v dopravním potrubí

$$\begin{aligned}
\ddot{s} &= [\operatorname{sgn} (v_v - \dot{s})] \cdot 0,477 \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{Q_v}{Q_m} \cdot (v_v - \dot{s})^2 + \\
&+ [\operatorname{sgn} (v_v - \dot{s})] \cdot 68,6 \cdot \frac{v}{d^2} \cdot \frac{Q_v}{Q_m} \cdot (v_v - \dot{s}) - g \sin \alpha - \\
&- [\operatorname{sgn} \dot{s}] \cdot \frac{\xi_x}{2} \cdot \frac{\dot{s}^2}{2D} - [\operatorname{sgn} \dot{s}] \cdot \frac{v_s}{v_v} \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (\text{m s}^{-2}) \quad (22)
\end{aligned}$$

Přitom je zřejmě kladný směr osy souřadnic totožný se směrem rychlosti dopravního vzduchu v_v a kladný úhel sklonu potrubí α je odečítán od vodorovné osy proti směru otáčení hodinových ruček.

2.5 RYCHLOST VZNOSU ČÁSTICE v_s

Pro řešení diferenciální rovnice (22) je třeba ještě odhalit závislost rychlosti vznosu částice v_s , která je částí pátého výrazu pravé strany této rovnice, na ostatních parametrech pneumatické dopravy. V žádném případě ji nelze považovat za konstantu při proměnném režimu pneumatické dopravy.

Rychlost vznosu v_s je definována jako rychlost dopravního vzduchu v_v ve svíslém potrubí, při níž není dopravovaná částice ani unášena vzhůru, ani neklesá. Všechny ostatní parametry proudění jsou tytéž, jako při vlastní pneumatické dopravě. Lze tedy

rychlost vznosu v_s částice stanovit z diferenciální rovnice (22) po matematické formulaci režimu vznosu částice:

$$\begin{aligned}\ddot{s} &= 0 \text{ (m s}^{-2}\text{)} \\ \dot{s} &= 0 \text{ (m s}^{-1}\text{)} \\ v_v &= v_s \text{ (m s}^{-1}\text{)} \\ g &= 9,80665 \text{ (m s}^{-2}\text{)} \\ \alpha &= \frac{1}{2} \pi \text{ (rad)}\end{aligned}\quad (23)$$

Po dosazení podmínek (23) do rovnice (22) a úpravě se obdrží pro rychlost vznosu kvadratická rovnice

$$0,477 \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\rho_v}{\rho_m} \cdot v_s^2 + 68,6 \cdot \frac{\nu}{d^2} \cdot \frac{\rho_v}{\rho_m} v_s - 9,80665 = 0 \text{ (m s}^{-2}\text{)} \quad (24)$$

nebo, po úpravě, v kritériálním tvaru

$$Re_s^2 + \frac{b}{a} \cdot Re_s - \frac{2}{3} \cdot Ar \cdot \frac{1}{a \psi} = 0 \quad (1) \quad (25)$$

kde: $Re_s = \frac{d \cdot v_s}{\nu}$ = Reynoldsovo číslo pro vznos částice (1)

$a = 0,204$ = svobodný člen v aproximaci (16) (1)

$b = 29,3$ = součinitel u Re_d^1 v aproximaci (16) (1)

$Ar = \frac{g d^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_m}{\rho_v}$ = Archimedovo číslo (1)

$\psi = 1,56$ = tvarový součinitel částice ve tvaru pšeničného zrna (1)

jejímž jedním kořenem (druhý nemá fyzikální smysl) je rychlost vznosu v_s částice. V našem případě pro částici tvaru pšeničného zrna řešením rovnice (24) plyne:

$$v_s = \sqrt{(71,8 \cdot \frac{\nu}{d})^2 + 20,5 \cdot d \cdot \frac{\rho_m}{\rho_v}} - 71,8 \cdot \frac{\nu}{d} \text{ (m s}^{-1}\text{)} \quad (26)$$

Tato závislost (26) je použitelná zřejmě jen v mezích $Re_s = Re_d \in (4,3 \cdot 10^3; 2,1 \cdot 10^4)$ (1), neboť pouze v nich platí aproximace (16), použitá při výpočtu rychlosti vznosu v_s . Z kritériální rovnice (25) plyne použitelnost odvozeného výrazu (26) v mezích Archimedova čísla $Ar \in (3,83 \cdot 10^3; 2,12 \cdot 10^8)$ (1).

3. ŘEŠENÍ DIFERENCIÁLNÍ ROVNICE

3.1 BĚŽNÉ ZPŮSOBY ŘEŠENÍ

Numerické řešení diferenciální rovnice pohybu částice v potrubí je obtížné [15, 34, 35], značně rozsáhlé (srovnej u Pražáka [32] řešení zjednodušené rovnice, kdy druhý a pátý člen pravé strany rovnice (22) jsou rovny nule) a není dostatečně názorné, aby poskytovalo představu o vlivu různých faktorů pneumatické dopravy [6, 9, 16, 19, 22, 23, 24, 30, 32].

Proto někteří autoři upouštějí od jejího řešení a omezují se pouze na stanovení rychlosti částic dopravovaného materiálu v_m v ustáleném stavu, tj. při $\ddot{s} = 0$ (m s⁻²) [8, 42, 43]. Z hlediska možnosti experimentální prověrky správnosti teoretického řešení však nepostačuje znalost jediné hodnoty ustálené rychlosti částice v_m . K tomu je vhodné

disponovat závislostí rychlosti částice $\dot{s}$ na čase t nebo na délce proběhnuté dráhy s , popř. závislostí proběhnuté dráhy s na čase t .

Grafické řešení nebo znázornění, kterého používají někteří autoři [5, 28, 32, 39, 42], je z tohoto hlediska vhodnější.

3.2 ŘEŠENÍ NA ANALOGOVÉM POČÍTAČI AP 4

Pro řešení diferenciální rovnice (22) a vyšetřování vlivu jednotlivých jejích parametrů je zvláště výhodné užít analogové výpočetní techniky [7, 20]. V našem případě jsme úlohu řešili na analogovém počítači AP 4 [37].

3.21 Výhody použití analogové výpočetní techniky

Použití analogového počítače je v daném případě zvláště výhodné, zejména z těchto důvodů:

1. Analogový počítač jako elektronický diferenciální analyzátor je určen především k řešení diferenciálních rovnic s konstantními koeficienty, jakou je v podstatě i rovnice (22).

2. Konstrukce analogového počítače AP 4 umožňuje snadné a rychlé nastavení parametrů rovnice, tj. snadné a rychlé střídání variant pokusu. Tím je dán předpoklad k tomu, aby bylo vyšetřeno daleko více variant, než by bylo možno vyšetřit experimentálně na reálném objektu.

3. Kromě toho lze na počítači realizovat i ty varianty, které z konstrukčních, provozních a jiných důvodů nelze uskutečnit na reálném objektu. To na příklad umožňuje nalézt optimální variantu, i když leží mimo oblast obsáhnutou experimenty.

4. Počítač vydává výsledky názorně přímo v podobě grafu. Odpadají tedy zdoluhavé numerické výpočty a sestavování grafů podle nich.

5. Počítač umožňuje snadnou změnu systému souřadnic, v nichž zobrazuje výsledek. Kromě obvyklého zobrazení zrychlení, rychlosti a proběhnuté dráhy částice v závislosti na čase lze např. snadno získat závislosti zrychlení a rychlosti částice na proběhnuté dráze aj. Tato zobrazení mohou být pro rozbor úlohy velmi užitečná, jejich ruční sestavení je však značně zdoluhavé.

6. Na počítači lze kromě vlastního řešení úlohy přenést i některé výpočty spojené s jejím vyhodnocením, jejichž ruční řešení by bylo pracné a zdoluhavé (např. kontrola, zda se řešení pohybuje v mezích přípustných hodnot Reynoldsova čísla Re_d aj.).

3.22 Přesnost řešení na analogovém počítači

Míra přiblížení, s níž řešení pomocí analogového počítače vystihuje skutečné chování reálného objektu, závisí na:

1. Přesnosti jeho matematického modelu (22), tj. na oprávněnosti předpokladů a zjednodušení, přijatých při jeho odvození.

2. Přesnosti stanovení hodnot jednotlivých vstupních parametrů úlohy (např. rychlosti vzduchu v_0 , měrné hmotnosti částice ρ_m atd.) a na přesnosti funkčních závislostí, použitých při sestavení úlohy (např. aproximace (16) aj.).

3. Přesnosti analogového počítače. Podle [20] je tato přesnost rovna $1 \sim 5$ (‰).

Za účelem praktického ověření správnosti a přesnosti teoretického řešení úlohy na analogovém počítači bude vykonán určitý počet pokusů na reálném experimentálním

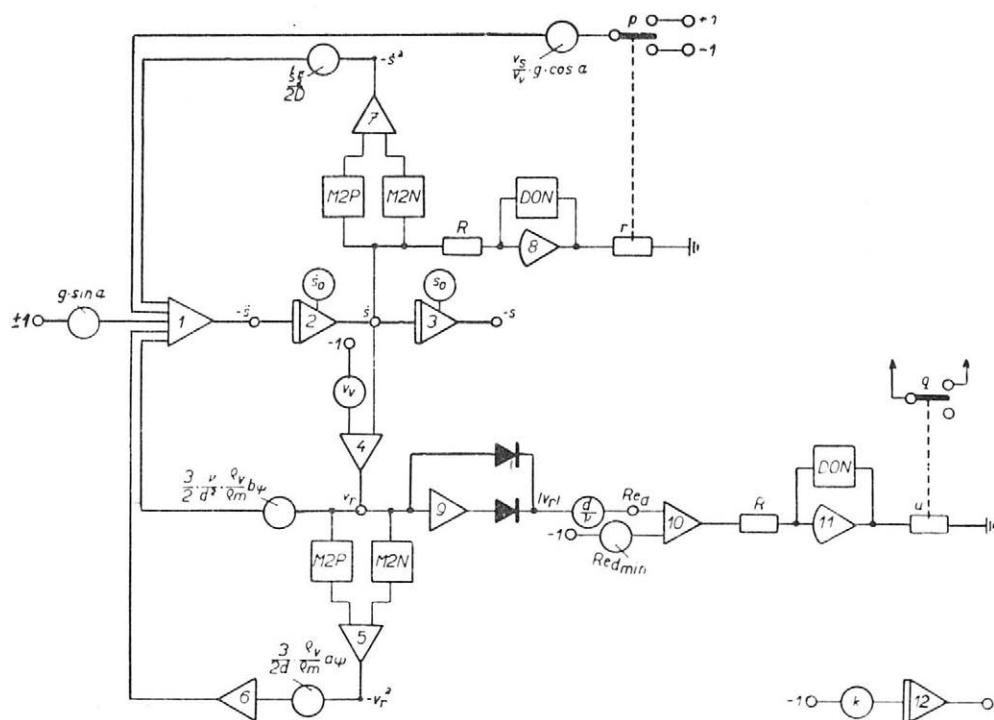
zařízení. Výsledky těchto pokusů a jejich porovnání s teoretickým řešením budou předmětem samostatné práce.

3.23 Programování úlohy pro analogový počítač AP 4

Vzhledem k nutnosti použít četných nelineárních prvků, jak vyplývá z rovnice (22), byla úloha pro analogový počítač AP 4 z důvodů názornosti programována metodou programových značek [7, 20].

Pro řešení diferenciální rovnice (22) je nutno sestavit počítačící síť podle blokového schématu uvedeného na obrázku 5.

Sumátor 1 algebraicky sečítá pět výrazů podle pravé strany rovnice (22), přiváděných na jeho vstup, a poskytuje na svém výstupu záporně vzatou veličinu okamžitého zrychlení částice $-s$. Integrátor 2 pak tuto veličinu integruje a dává na výstupu veličinu okamžité absolutní rychlosti částice $\dot{s}$. Analogicky integrátor 3 integruje tuto veličinu $\dot{s}$ a poskytuje záporně vzatou veličinu dráhy částice $-s$, proběhnuté k časovému okamžiku T . Všechny veličiny jsou integrovány podle strojního času T , který je v určitém měřítku obrazem reálného času t . Na oba integrátory 2 a 3 mohou být vloženy libovolné počáteční podmínky $\dot{s}_0$ a s_0 , odpovídající časovému okamžiku $T = 0$ (s). Jednotlivé výrazy pravé strany rovnice (22) se vytvářejí v příslušných zpětnovazebních smyčkách a přivádějí se na vstup sumátoru 1. Pro druhý výraz pravé strany rovnice (22) vytváří sumátor 4 veličinu okamžité relativní rychlosti obtékání částice $v_r = v_v - \dot{s}$, která je po vynásobení součinitelem $\frac{3}{2} \cdot \frac{v}{d^2} \cdot \frac{Q_v}{Q_m} \cdot b\psi$ přiváděna na vstup sumátoru 1. Pro první výraz pravé strany rovnice (22) vytváří kvadrátor 5 záporně vzatou druhou mocninu relativní rychlosti $-v_r^2$,



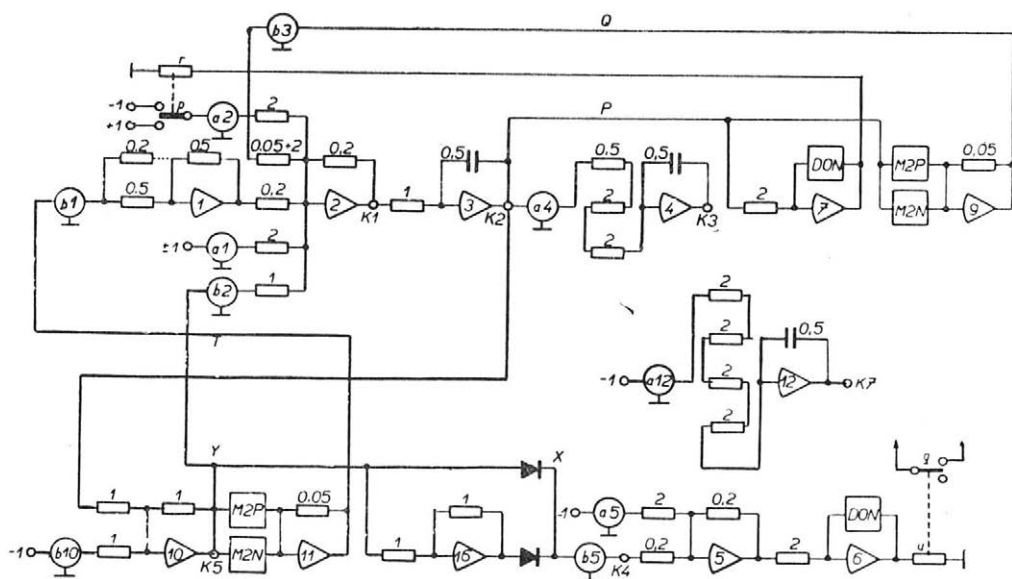
5. Blokové schéma zapojení počítačící sítě pro řešení diferenciální rovnice (22)

1. Vstupní parametry úlohy

Poř. čís.	Parametr	Označení	Rozměr	Úrovně jednotlivých parametrů úlohy									Ovládání potencio-metrem
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Průměr dopravního potrubí	D	m	0,08	0,04	0,16	0,32	—					b3
2	Úhel sklonu dopravního potrubí	α	rad	0	$-\pi/2$	$-\pi/4$	$+\pi/4$	$+\pi/2$	—				a1, a2
3	Ekvivalentní průměr částice tvaru pšeničného zrna	$10^3 d$	m	4,91	1	2	3	4	6	8	10	15	a2, b1, b2, b5
4	Měrná hmotnost materiálu částice	$10^{-3} \rho_m$	kg m ⁻³	1,52	0,8	1,0	1,2	1,4	—				a2, b1, b2
5	Součinitel odporu	$10^3 \xi \frac{\pi}{2}$	1	2	0	1	4	8	16	32	—		b3
6	Rychlost dopravního vzduchu	v_v	m s ⁻¹	22	10	14	18	26	30	33,3	—		a2, b10
7	Teplota dopravního vzduchu	θ	degC	20	10	30	40	—					a2, b1, b2, b5

která se násobí součinitelem $\frac{3}{2} \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{q_v}{q_m} \cdot a\psi$ a po obrácení znaménka invertorem 6 se přivádí rovněž na vstup sumátoru 1. Pouhým vynásobením ± 1 strojové jednotky (znaménko $\pm$ respektuje možnost modelování kladného i záporného úhlu sklonu potrubí α) součinitelem $g \cdot \sin \alpha$ vzniká třetí člen pravé strany rovnice (22). Pro čtvrtý člen vytváří kvadrátor 7 záporně vzatou druhou mocninu okamžité absolutní rychlosti částice $-\dot{s}^2$, která je vynásobena součinitelem $\frac{\xi \cdot \pi}{2D}$ a přivedena opět na vstup sumátoru 1. Konečně pátý člen pravé strany rovnice (22) je tvořen vynásobením ± 1 strojové jednotky součinitelem $\frac{v_s}{v_v} \cdot g \cdot \cos \alpha$. Znaménko přiřazuje logický (rozhodovací) blok, skládající se z diodového omezovače napětí DON se zesilovačem 8, který reaguje na změnu znaménka okamžité absolutní rychlosti částice $\dot{s}$ a ovládá relé r , které překládá přepínač p . Sít je doplněna obvodem pro výpočet Reynoldsova čísla obtékání částice Re_d , skládajícím se z obvodu pro výběr absolutní hodnoty relativní rychlosti v_r (invertor 9 se dvěma usměrňovači) a potenciometru, násobícího výrazem $\frac{d}{v}$. Sumátor 10 porovnává okamžitou hodnotu Reynoldsova čísla Re_d s mezní hodnotou $Re_{dmin} = 4,3 \cdot 10$ (1). Při porušení nerovnosti $Re_d \geq Re_{dmin}$ přeruší logický blok (diodový omezovač napětí DON se zesilovačem 11 a relé u) prostřednictvím přepínače q záznam řešení. Pro možnost záznamu libovolné veličiny řešení úlohy v závislosti na strojním čase T je v počítači sestavena autonomní časová základna, využívající integrátoru 12. Řešení je graficky zaznamenáváno pomocí souřadnicového zapisovače BAK II [2].

Po normalizaci proměnných a po admitančním přizpůsobení počítačové sítě [7, 20] při uvažovaném rozsahu vstupních parametrů úlohy (viz tab. I) bylo sestaveno podrobné schéma počítačové sítě (obr. 6), podle kterého byl analogový počítač AP 4 zapojen.



6. Podrobné schéma zapojení analogového počítače AP 4 pro řešení diferenciální rovnice (22)

3.24 Vstupní parametry úlohy

Na analogovém počítači byl zkoumán vliv vstupních parametrů na úrovních, uvedených v tabulce I. Každý z uvedených parametrů byl považován za nezávisle proměnnou.

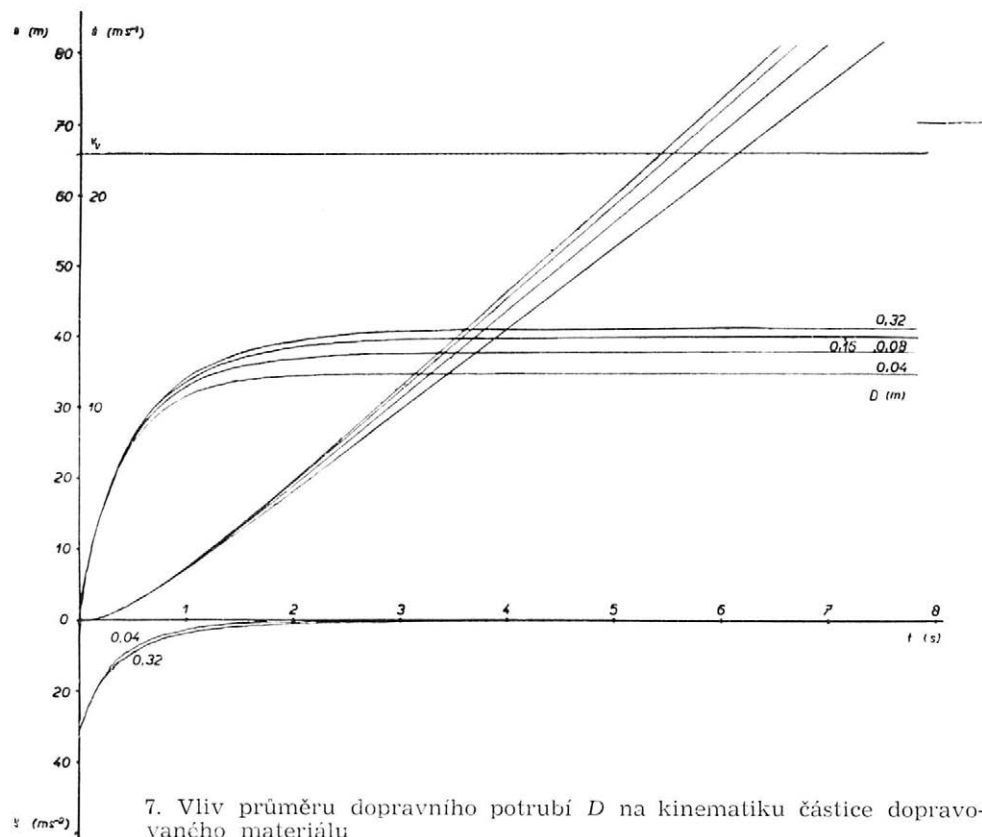
O součiniteli odporu $\xi \frac{\pi}{2}$ to však platí pouze přibližně, neboť ve skutečnosti je hodnota tohoto součinitele funkcí Froudeho čísla Fr , [39]. Vzhledem k naprostému nedostatku číselných údajů však nemohla být tato závislost realizována.

Vzhledem k mnohostrannosti vlivu jednotlivých parametrů na členy diferenciální rovnice (22) se při sestavení programového schématu podle obr. 6 nepodařilo dosáhnout autonomnosti nastavování jednotlivých parametrů (viz sloupec 14 tab. I).

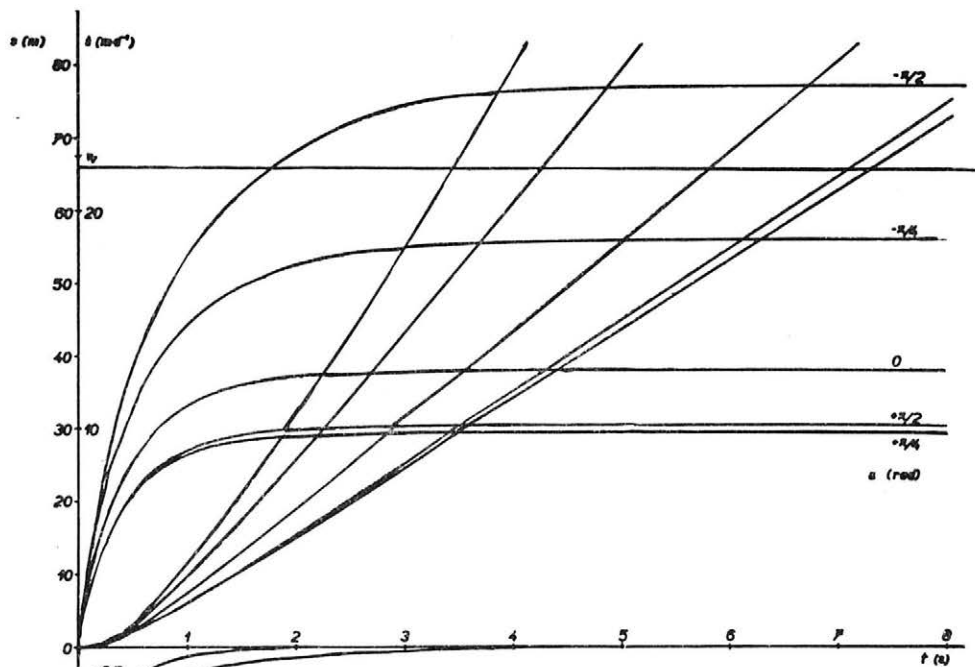
Pro přehlednost byl vyšetřován vliv vždy jen jednoho parametru při neměnné hodnotě ostatních. Tato základní soustava parametrů je uvedena v tabulce I ve sloupci 5. Hodnoty parametrů v základní soustavě byly voleny podle vybudovaného experimentálního zařízení, na němž je správnost teoretického řešení ověřována. Analogový počítač AP 4 však samozřejmě umožňuje vyšetření libovolné soustavy parametrů, stejně tak jako řešení úlohy podle schématu úplného faktorového pokusu [11] aj.

3.25 Výsledky řešení

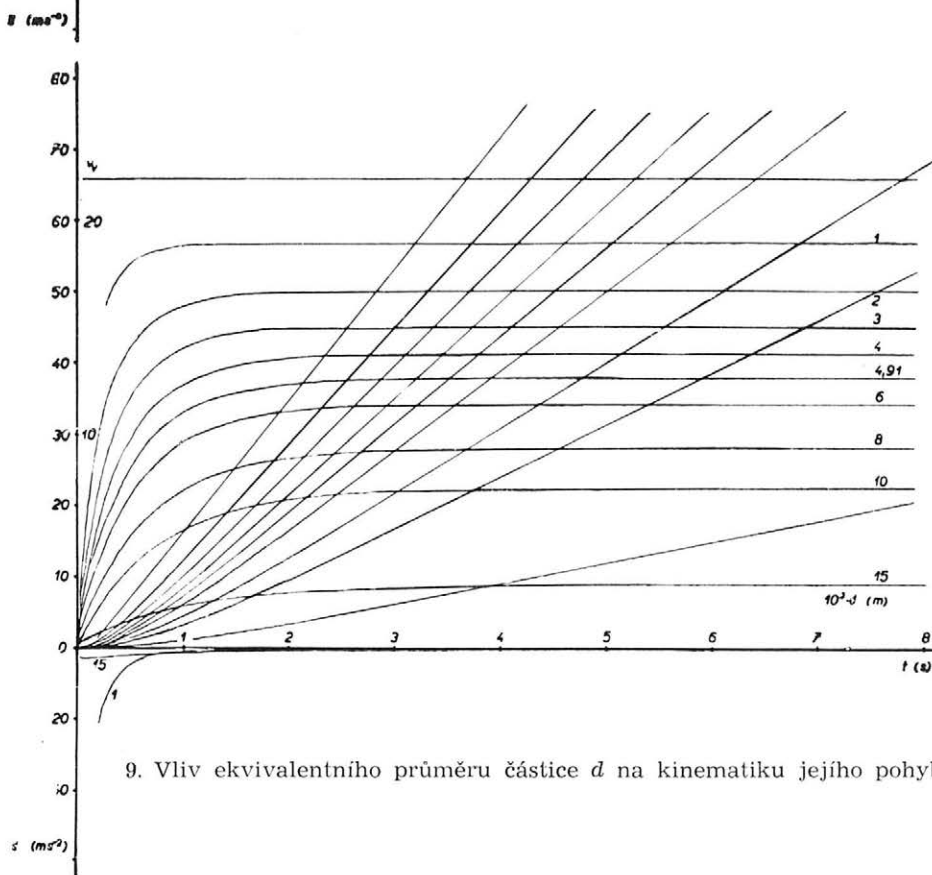
Vliv jednotlivých parametrů pneumatické dopravy na kinematiku částice dopravovaného materiálu je patrný z obrázků 7–13. Na těchto grafech je uvedena závislost dráhy s částice dopravovaného materiálu, její rychlost $\dot{s}$ a zrychlení $\ddot{s}$ na čase t .



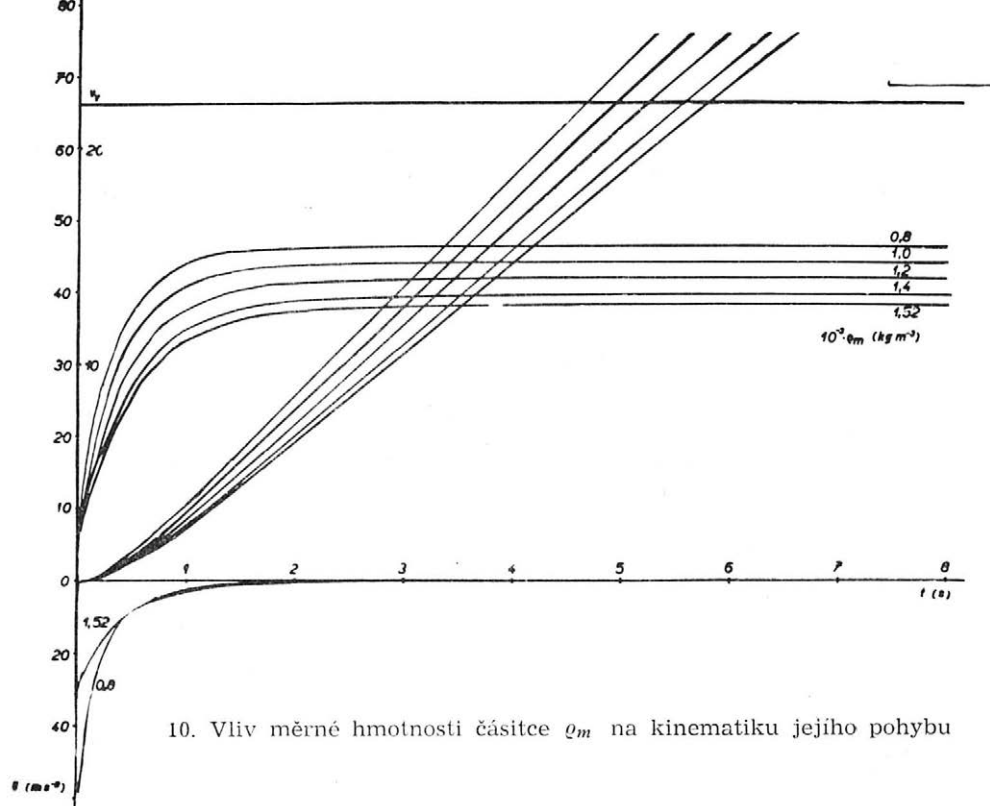
7. Vliv průměru dopravního potrubí D na kinematiku částice dopravovaného materiálu



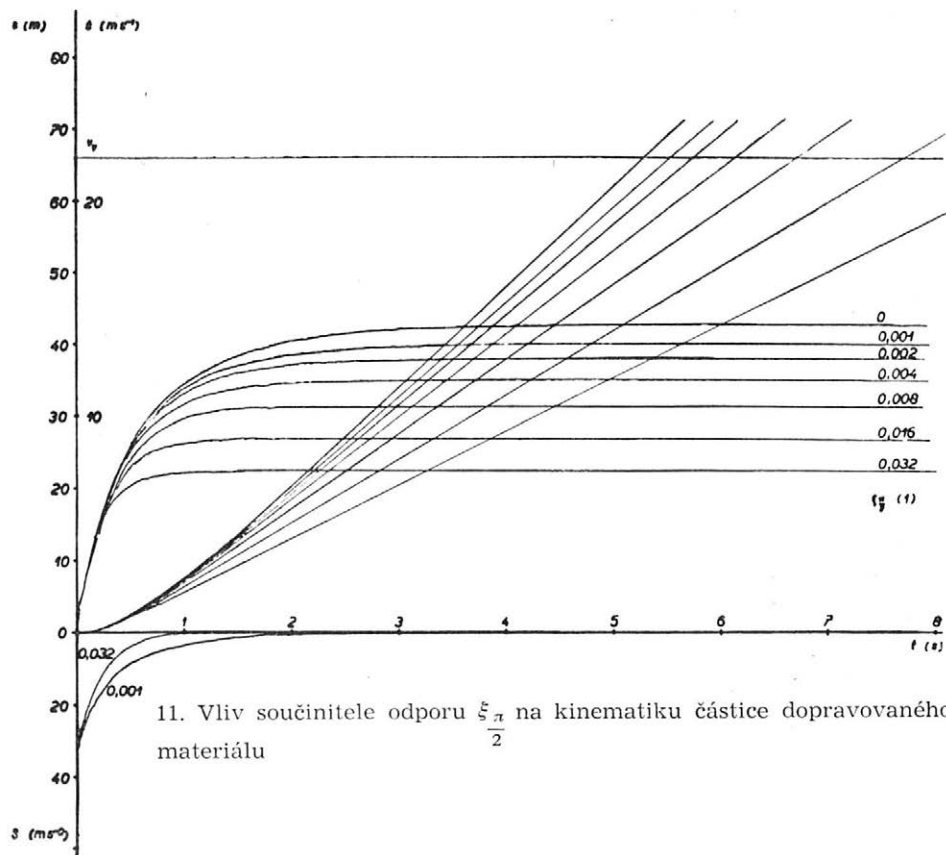
8. Vliv úhlu sklonu dopravního potrubí α na kinematiku částice dopravovaného materiálu



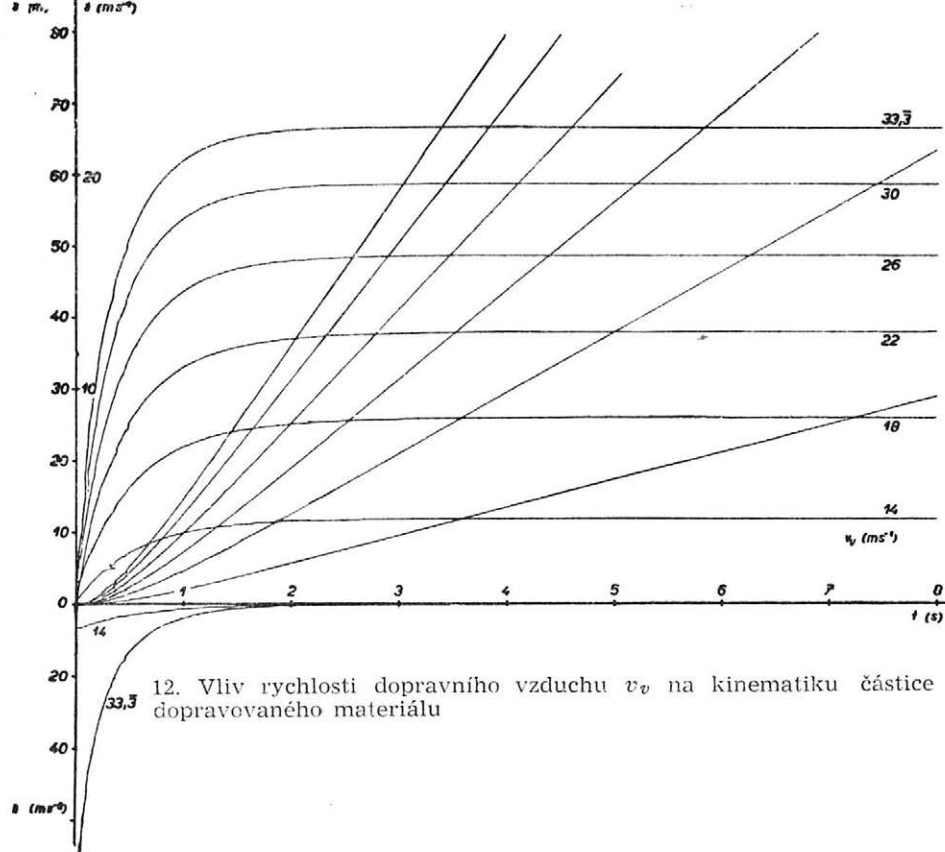
9. Vliv ekvivalentního průměru částice d na kinematiku jejího pohybu



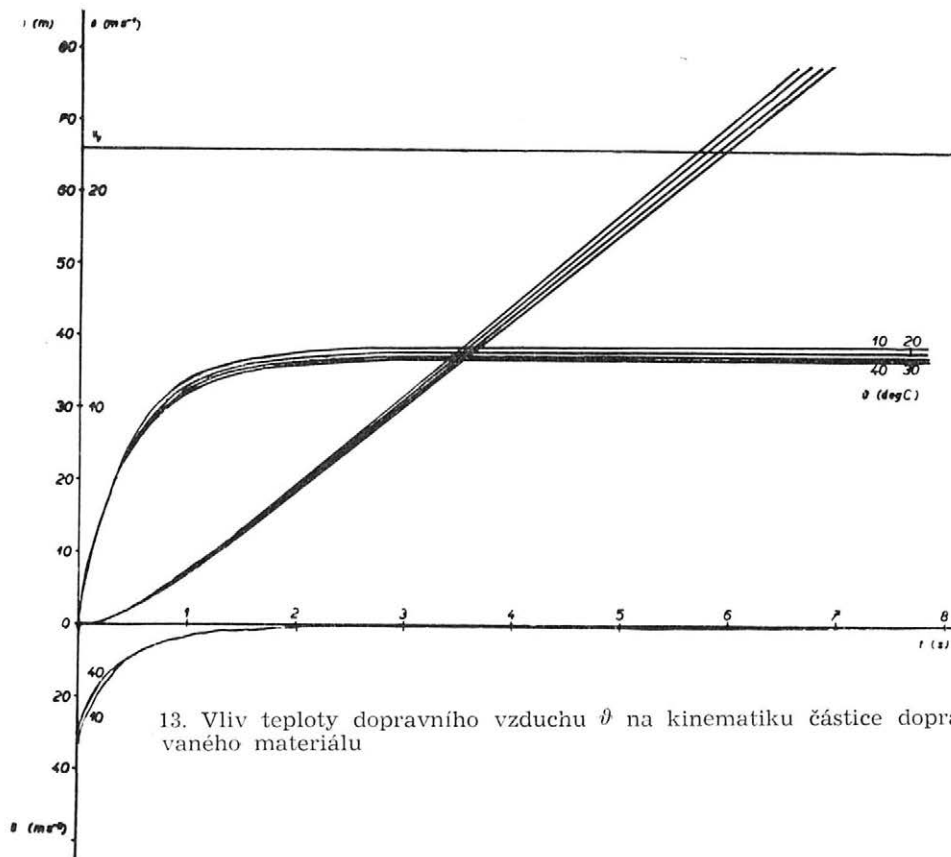
10. Vliv měrné hmotnosti částice ρ_m na kinematiku jejího pohybu



11. Vliv součinitele odporu ξ_{π} na kinematiku částice dopravovaného materiálu



12. Vliv rychlosti dopravního vzduchu v_v na kinematiku částice dopravovaného materiálu



13. Vliv teploty dopravního vzduchu ϑ na kinematiku částice dopravovaného materiálu

Tyto obrázky 7—13 jsou autentickými záznamy řešení úlohy na analogovém počítači AP 4. Správnost řešení byla kontrolována numerickým výpočtem poměru rychlosti dopravované částice a dopravního vzduchu $\frac{v_m}{v_v}$ podle zjednodušeného vztahu (8) při ustáleném stavu, tj. pro $\ddot{s} = 0$ (m s^{-2}) u závislosti $\dot{s} = f(d)$ a $\dot{s} = f(v_v)$. Přesnost řešení je vyhovující.

3.251 Vliv průměru dopravního potrubí D

Podle obrázku 7 se zvětšením průměru dopravního potrubí D stoupá poněkud i rychlost částice $\dot{s}$ dopravovaného materiálu. To je zřejmě v souladu s rovnicí (22), kde průměr dopravního potrubí D vystupuje pouze ve jmenovateli jedné části výrazu pro sílu odporu proti pohybu částice.

3.252 Vliv úhlu sklonu dopravního potrubí α

Tento vliv již nelze tak jednoznačně sledovat podle rovnice (22). Jak je patrné z obrázku 8, při dopravě šikmo vzhůru se částice v důsledku zvýšeného tření o stěny potrubí pohybují pomaleji než při dopravě svisle vzhůru. To platí zřejmě obecně, i když úhel sklonu potrubí α , pro nějž je rychlost částic minimální, bude nabývat různých hodnot podle hodnot ostatních parametrů pneumatické dopravy. Z toho vyplývá, že šikmé potrubí je z hlediska možnosti ucpání poněkud méně výhodné než potrubí vodorovné a svislé.

3.253 Vliv ekvivalentního průměru částice d

Průměr částice d má na její kinematiku mnohostranný vliv (obr. 9). Se zmenšením průměru částice d se obecně její rychlost $\dot{s}$ zvyšuje. Řešení podle obrázku 9 však ukazuje na neopodstatněnost vzorce (1), který může zřejmě platit jen pro $d = 0$ (m), a na pouze přibližnou platnost vzorce (2) pro velmi malé průměry částice d .

3.254 Vliv měrné hmotnosti částice ϱ_m

Obrázek 10 podává názornou představu o mnohostranném vlivu měrné hmotnosti částice ϱ_m na její kinematiku. Částice o nižší měrné hmotnosti ϱ_m nabývají sice poněkud vyšších rychlostí $\dot{s}$, avšak jejich kinetická energie $E_k = \frac{\pi d^3}{6} \cdot \varrho_m \cdot \frac{\dot{s}^2}{2}$ zůstává přesto nižší. Při ostatních stejných vlastnostech stoupá tedy nebezpečí poškození částic otěrem i úderem se zvětšováním jejich měrné hmotnosti ϱ_m . Doprava takových částic je rovněž energeticky náročnější.

3.255 Vliv součinitele odporu $\xi \frac{\pi}{2}$

Podle obrázku 11 je rychlost částice $\dot{s}$ tím menší, čím větší je součinitel odporu $\xi \frac{\pi}{2}$. Z rozboru vlivu síly odporu proti pohybu částice v potrubí vyplývá, že vzorce (1) a (3) mohou být odvozeny pouze při zanedbání těchto sil vůbec, vzorce (4), (6) a (8) pak za předpokladu konstantnosti součinitele odporu ξ (tj. při nulové hodnotě pátého výrazu pravé strany rovnice (22)). To znamená, že vzorce (1) a (3), nehledě na jejich rozšíření, jsou nesprávné, vzorců (4), (6) a (8) je možno použít k přibližným orientačním výpočtům.

3.256 Vliv rychlosti dopravního vzduchu v_v

Podle obrázku 12 je vliv rychlosti dopravního vzduchu velmi výrazný. Se vzrůstem rychlosti dopravního vzduchu v_v vzrůstá nejen rychlost dopravovaných částic $\dot{s}$, ale i po-

měr rychlosti $\frac{\dot{s}}{v_v}$. Podle toho je nutno považovat vzorce (6) a (8) pouze za přibližně platné.

3.257 Vliv teploty dopravního vzduchu θ

Nehledě na mnohostrannost vlivu teploty dopravního vzduchu θ , je v souhrnu její vliv prakticky nepatrný, jak vyplývá z obrázku 13.

4. Z Á V Ě R

Výstižný matematický popis procesů probíhajících při pneumatické dopravě umožňuje zodpovědět řadu praktických otázek.

Odvozený matematický model, tj. diferenciální rovnice (22), popisuje uspokojivě jednu část procesu pneumatické dopravy, totiž tu, která je ovlivněna zejména unášivými silami, působícími podél osy potrubí. Nebyla zkoumána druhá závažná část, ovlivňovaná zejména silami vznosu, působícími kolmo k ose potrubí. Společné uvažování obou druhů sil by nepochybně přineslo ucelený obraz procesu pneumatické dopravy.

K řešení diferenciální rovnice (22) bylo použito analogového počítače AP 4 československé výroby. Toto matematické modelování umožňuje vyšetřit kinematiku pohybu dopravované částice podél osy potrubí a vliv různých parametrů pneumatické dopravy na ni. Vyšetření, uvedená na obrázcích 7–13 a komentovaná v odstavci 3.25, ukazují pouze některé obecné zákonitosti pneumatické dopravy, hlavně však slouží k názorné ilustraci možností a způsobů, jak podrobně řešit konkrétní otázky konstrukčního či provozního charakteru.

Teoretické řešení kinematiky pohybu dopravovaných částic podél osy potrubí je v současné době prověřováno experimentálně. V případě dobré shody teorie a experimentu bude možno napříště podstatně zkrátit rozsah náročných a zdlouhavých experimentálních měření a nahradit je zčásti vyšetřením matematického modelu.

Došlo dne 1. 6. 1965

V y s v ě t l ě n í

V textu uváděným označením $\dot{s}$ rozumí se první derivace dráhy částice s podle času t , kterou pro krátkost označujeme

$$\frac{ds}{dt} = \dot{s} \text{ (m s}^{-1}\text{)}$$

Druhou derivaci dráhy částice s podle času t označujeme

$$\frac{d^2s}{dt^2} = \ddot{s} \text{ (m s}^{-2}\text{)}$$

L i t e r a t u r a

1. Adam O.: Feststoffbeladene Luftströmung hoher Geschwindigkeit. Chemie-Ing.-Techn., 3/1957. — 2. Aritma: Technický popis a návod k obsluze souřadnicového zapisovače BAK II. — 3. Balacko L. D.: Issledovanie processa transportirovanija semjan pnevmatičeskim sposobom. Stručný výťah z kandidátské disertační práce VIM-VIESCh, Moskva, 1960. — 4. Baranov I. V.: Effektivnost pnevmatičeskogo transportirovanija semjan Ina. Doklady VASChNIL, 2/1965. — 5. Barth W. a kol.: Neues Verfahren zur Bestimmung der augenblicklich geförderten Gutmengen im Luftstrom bei pneumatischer Förderung. Chemie-Ing.-Techn., 9/1957. — 6. Borodaj V. I.: Někotoryje voprosy očistki zerna vozduchom. Izvěstija VUZov, Piščevaja tehnologija, 4/1964. — 7. Borský V. a kol.: Technika použití elektronických analogových počítačů. SNTL-SVTL, Praha, 1963. — 8. Brounštejn B. I. a kol.: Osnovy teorii pnevmatičeskogo transporta. 1 - Pnevmatičeskij transport v vertikaľnoj trubě. 2 - Pnevmatičeskij transport v gorizontaľnoj trubě. Žurnal tehničeskij fiziki, 1/1953. — 9. Crane J. W. a kol.: Predicting Pressure

Drop in Pneumatic Conveying of Grains. Agricultural Engineering, 3/1957. — 10. Čuchanov Z. F.: Vysokoskorostnoj mětod intensivizacii konvektivnogo perenosa tepla i vėščestva. Izvēstija AN SSSR, OTN, 10/1947. — 11. Drexler J. a kol.: Uvod do metodiky experimentálnich prací. Rukopis ZŠP VZLÚ, Praha, 1958. — 12. Dzjadzio A. M. a kol.: K voprosu ob opredělenii skorostěj pitaniya častic. Izvēstija VUZov, Piščevaja tehnologija, 2/1953. — 13. Dzjadzio A. M.: K voprosu o gidrodinamike pnevmatičeskogo transporta. Izvēstija VUZov, Piščevaja tehnologija, 4/1959. — 14. Dzjadzio A. M.: Pnevmatičeskij transport na zerno-perebatyvajuščich predprijatijach. Zagotizdat, Moskva, 1961. — 15. Faddějev I. P.: Skorost kapli kondensata v osevom zazore turbinnoj stupeni. Izvēstija VUZov, Energetika, 4/1961. — 16. Gasterstädt J.: Pnevmatičeskij transport. Eksperimentalnoje issledovanie. Izdat. Sev.-Zap. Oblpromburo VSNCh, Leningrad, 1927. — 17. Gauvin W. H.: A radioactive tracer technique for particle velocity measurement in solids-gas systems. The Canadian Journal of Chemical Engineering, 3/1959. — 18. Graczyk C.: The application of the Venturi tube to the measurement of the rate of coal dust flow transported by air. Acta IMEKO vol. 4, Buda-pešť, 1961. — 19. Gurvic A. A.: K voprosu o dviženii tverdoj časticy v potokě gaza. Izvēstija VUZov, Energetika, 8/1963. — 20. Hálek A. a kol.: Elektronické analogové počítací stroje a jejich užiti při řešení technických problémů. Sborník referátů ze dnů nové techniky, Tesla, Pardubice, 1960. — 21. Horák Z. a kol.: Technická fyzika. 1960, SNTL Praha. — 22. Chancellor W. J.: Relations between air and solid particles moving upward in a vertical pipe. Agricultural Engineering, 3/1960. — 23. Chuďakov G. N. a kol.: K voprosu o dviženii tverdyh častic v gazovom potokě. Doklady AN SSSR 73, 4/1951. — 24. Chuďakov G. N.: O dviženii tverdyh častic v gazovzvěsi. Izvēstija AN SSSR, OTN, 7/1953. — 25. Kalinuškin M. P.: O vintovom dviženii v truboprovodach. Izvēstija AN SSSR, OTN, 3/1952. — 26. Karpov A. I.: Eksperimentalnoje issledovanie skorosti častic i soprotivlenij pri pnevmotransportě mětodom radioaktivnyh indikatorov. Izvēstija VUZov, Energetika, 3/1961. — 27. Kemmer A. S. a kol.: Rasčot skorostěj vitanija v svobodnyh i stěsněnyh uslovijach. Izvēstija VUZov, Piščevaja tehnologija, 5/1962. — 28. Lempp M.: Physikalische und wirtschaftliche Probleme der pneumatischen Förderung. Hebezeuge und Fördermittel, 1/1961. — 29. Lykov M. V.: Metodika približonnogo tēplovogo rasčota sušilnyh ustanovok s „kipjaščim“ slojem. Inženěro-fizičeskij žurnal II, 3/1959. — 30. Lyševskij A. S.: Dviženije židkikh kapěl v gazovom potokě. Izvēstija VUZov, Energetika, 7/1963. — 31. Poljakov N. S. a kol.: Osnovy teoriji i rasčoty rudničnyh transportnyh ustanovok. Gosnaučtėchizdat litěratyry po gornomu dēlu, Moskva, 1962. — 32. Pražák V.: Pnevmatická doprava. Učební texty vysokých škol, SNTL, Praha, 1961. — 33. Segler G.: Pnevmatičeskij transport zerna. Seškoje chozjajstvo za rubežom, 3/1954. — 34. Smoldyrev A. J.: Uravněnije dviženija vzvěšennogo tverdogo tēla v trubach pri izotěrmičeskom tēčenii vozducha. Doklady AN SSSR 80, 6/1951. — 35. Smoldyrev A. J.: O pnevmatičeskom transportirovanii zakladočnyh matěrialov. Izvēstija AN SSSR, OTN, 8/1953. — 36. Solov'ov M. I.: Ochlažđenije zerna pri pnevmotransportě v gorizontálnom truboprovodě. Izvēstija VUZov, Piščevaja tehnologija, 6/1963. — 37. Tesla: Analogový počítač AP 4 7QZ66601. Návod k obsluze a údržbě. — 38. Thorley B. a kol.: An analysis of air and solid flow in a spouted wheat bed. The Canadian Journal of Chemical Engineering, 3/1959. — 39. Urban J.: Pnevmatická doprava, SNTL-SVTL, Praha, 1964. — 40. Uspěnskij V. A.: Skorosti častic i koefficienty soprotivlenija pri pnevmotransportě. Za ekonomiju topliva, 3/1951. — 41. Uspěnskij V. A.: Pnevmatičeskij transport. Metallurgizdat, Sverdlovsk, 1959. — 42. Weidner G.: Grundsätzliche Untersuchung über den pneumatischen Fördervorgang, insbesondere über die Verhältnisse bei Beschleunigung und Umlenkung. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens 21, 5/1955. — 43. Welschhof G.: Pnevmatičeskij transport pri vysokoj koncentracii pėreměščajemogo matěriala. Kolos, Moskva, 1964. — 44. Zujev F. G.: Issledovajine processa pnevmatičeskogo transportirovanija mětodom vysokočastotnoj kinosjomki. Izvēstija VUZov, Piščevaja tehnologija, 4/1960.

Скорость частиц при пневматическом транспорте

Кинематика движения частиц материала при его пневматическом транспортировании может дать ответ на ряд практических вопросов пневматического транспорта. Однако, до сих пор она недостаточно изучена. В литературе приводятся различные формулы,

выведенные часто при многих упрощающих предпосылках, которые не отражают с достаточной точностью действительного процесса пневматического транспортирования.

Движение транспортируемой частицы формы пшеничного зерна вдоль трубопровода теоретически описывается выведенным дифференциальным уравнением [22]. Для этого уравнения была предложена подходящая интерполяционная формула [16] для зависимости коэффициента лобового сопротивления гидравлически гладкого шара от критерия Рейнольдса его обтекания. Отличная от шара форма частицы была учтена введением коэффициента формы $\psi = 1,56$ [1].

Обычные методы решения этого дифференциального уравнения весьма трудоемки и не дают достаточно наглядного представления о влиянии отдельных факторов пневматического транспортирования на кинематику движения частицы.

Поэтому для решения была выгодно применена электронная аналоговая вычислительная машина АП-4 чехословацкого производства. Блок-схема вычислительной сети показана на рис. 5, подробная схема на рис. 6.

Для четкости и наглядности исследовалось влияние всегда лишь одного параметра (табл. I) при постоянных значениях остальных параметров.

Результаты этого исследования показаны на рис. 7—13. Графики отражают лишь некоторые общие закономерности пневматического транспортирования зернистых материалов, прежде всего, однако, они служат наглядной иллюстрацией возможностей и приемов решения конкретных вопросов практики.

The Velocity of the Particles in Pneumatic Conveying Systems

The kinematics of the particles' movement in the pneumatic transport can solve a number of problems in practical pneumatic conveying systems. It has been little investigated up to the present. Various relations quoted in literature, often derived from considerably simplified assumptions, do not sufficiently characterize the actual procedure in the pneumatic conveying systems.

The movements of a conveyed particle, shaped as a wheat grain, along a pipeline, are theoretically determined by a derived differential equation (22). For this equation a suitable approximation (16) was suggested for the relation of the drag coefficient of a hydraulically smooth sphere with the Reynold's number of its by-pass. The shape of the particle, differing from the sphere, was respected by a shape coefficient $\psi = 1,56$ (1). The current methods to solve this differential equation are very tedious and do not give a sufficiently clear picture of the influence of the different factors in the pneumatic conveying systems.

The Czechoslovak AP 4 analogue computer was consequently used with advantage for the solution. The block diagram of the computer set-up is shown in Fig. 5, a detailed diagram is given in Fig. 6.

The influence of one parameter only (tab. I) was investigated in each case, with constant values of the other parameters, to give a better illustration.

The results of this investigation are given in Fig. 7—13. The curves indicate only some general principles of pneumatic transport of the grains, but their purpose is to illustrate the possibilities and methods of investigating some practical problems.

Geschwindigkeit der pneumatisch beförderten Partikel

Die Kinematik der Bewegung der Materialpartikel während der pneumatischen Förderung kann viele praktischen Fragen der pneumatischen Förderung beantworten. Bisher wurde sie jedoch wenig untersucht. In der Literatur werden verschiedene, oftmals unter sehr vereinfachten Voraussetzungen ausgearbeitete Beziehungen angeführt, die nicht befriedigend treu den wirklichen Verlauf der pneumatischen Förderung ausdrücken.

Theoretisch wird die Bewegung des geförderten Partikels, das die Form eines Weizenkornes hat, entlang der Rohrleitung durch eine abgeleitete Differenzialgleichung beschrieben (22). Für diese Gleichung wurde eine geeignete Approximation (16) der Abhängigkeit des Koeffizienten des Widerstandes einer hydraulisch glatten Kugel von der Reynold'schen Zahl der Umströmung derselben entworfen. Die von der Kugel verschiedene Partikelform wurde durch den Formkoeffizient $\psi = 1,56$ respektiert (1).

Die üblichen Methoden der Lösung dieser Differenzialgleichung sind mühevoll und ermöglichen keine genügend anschauliche Vorstellung über den Einfluß der einzelnen Faktoren der pneumatischen Förderung auf die Kinematik des beförderten Partikels.

Deshalb wurde mit Vorteil für die Lösung der tschechoslowakische Analogrechner AP 4 eingesetzt. Das Blockschema des Rechennetzes wird in der Abb. 5, das Detailschema in der Abb. 6 dargestellt.

Zwecks Anschaulichkeit wurde stets nur der Einfluß eines Parameters untersucht (Tab. I.) bei unveränderten Werten der übrigen Parameter.

Die Ergebnisse dieser Untersuchung werden in den Abb. 7—13 dargestellt. Die Graphen stellen nur einige allgemeine Gesetzmäßigkeiten der pneumatischen Förderung des körnigen Materials dar, hauptsächlich dienen sie jedoch zur Veranschaulichung der Möglichkeiten und Arten von Lösungen konkreter praktischer Probleme.

Inž. Alois Vávra

Výzkumný ústav zemědělské techniky,
Repy u Prahy

tak, aby byly zachyceny všechny tekuté výkaly a svedeny do podroštového prostoru. Podle zkušeností Velebila se méně osvědčily různé úpravy dřevěných roštů. Závažné nedostatky se vyskytují i při použití roštů betonových. Podobně jako u roštových stájí je nejlepší používat v příkrmištích a v krmírných roštů dřevěných, zhotovených z kvalitního dřeva (lépe „pracují“). Spolu s výkaly propadají mezi rošty i zbytky krmiva a vyhrnuté stelivo. Bez odloučení nebo rozrušení krmiva není možné počítat s hydromechanickou dopravou výkalů ze stáje.

V některých stájích používají v krmírných i roštů litinových, umístěných buď pod celou krmírnou, nebo na konci krátkého stání (Bajč). Délka stání se pohybuje v rozmezí 1,4–1,8 m. Roštový prostor — kaliště — zaujímá plochu (podobně jako při systému Hölz) od 0,60–0,80 cm a v mnohých krmírnách jsou jak část krmíště, tak i hnojná chodba zakrytá rošty (Gundorf — NDR). Ve většině krmíren jsou rošty umístěny v rovině se stánem. Vlastní hloubka umístění roštů se řídí technickým řešením krmné linky.

b) Rošty v lehárnách volných stájí

Vzhledem k značným potížím při provozním čerpání výkalů spolu se slámou se rošty v lehárnách volných stájí nepoužívá.

c) Použití krátce řezané slámy na krátkých stáních při uplatnění systému Hölz a Schmidt — Eggerglüss.

Při uplatnění těchto systémů se počítá jak s hydromechanickou, tak s mechanickou dopravou statkových hnojiv ze stáje. Krátce řezaná sláma se podestýlá na stání a shrnuje se spolu s výkaly buď přes rošty do podroštového prostoru a odtud do skladovací jímky (systém Hölz), nebo se shazuje do šachtic a dopravuje vodou do malých skladovacích jímek, nebo se čerpá do výškových skladovacích sil (systém Schmidt — Eggerglüss — začal se uplatňovat asi před 15 lety). Sláma je řezána na délku 2 až 3 cm. K dobrému rozmělnění slámy se používá speciálního rozrušovacího zařízení (Zerschlagmischgerät). Tímto zařízením se rozruší nejen zbytky krmiva a slámy, ale i slepené části, vytékající ze stáje, a pomocí ponorného kejďového odstředivého čerpadla se dopraví do kejďové jímky.

V Stichelsdorfu — NDR používají krátce

ce řezané slámy (2 cm — na gumovém stání) v množství 0,2 kg na kus a den (Menzel). Použitím slámy se snižuje vlhkost ve stáji. U nás zatím nejsou s tímto druhem ustájení příznivé zkušenosti.

d) Kombinované ustájení

Odchov mladého dobytka na horských salaších a v nížinných stájích

Tohoto způsobu odchovu se používá již delší dobu v některých oblastech na Slovensku, ale i v českých krajích. Během vegetace a v zimním období při dostatku podestýlky je dobytek ustájen na salaších, nebo je sváděn do údolních hospodářství (do tradičních vazných nebo volných stání). V letním období se vyrábí na salaších kejda. Mladý dobytek je v období mezi pastvou a v noci zaháněn do stáje. Salaš pro 60–200 kusů mladého dobytka má stání řešené z agrodlaždic nebo v poslední době z tvrdolitého asfaltu. Uprostřed salaše se umísťuje rošt nad kalištěm. Výkaly jsou dvakrát denně splachovány do kejďové skladovací jímky a podle potřeby smíchávány v jedné až dvou míchacích jímkách. Dříve se stavěly obdélníkové skladovací jímky. V současné době se staví kruhové skladovací jímky o obsahu 150–200 m³. V těsné blízkosti skladovací jímky se staví buď dvě míchací jímky (každá o obsahu 15 m³). Při dostatku vody se používá jen jedné kontinuální míchací skružové jímky o obsahu 3 m³.

V zimním období je možno horskou salaš přeměnit na volnou stáj s využitím hluboké podestýlky (JRD Slovenského národního povstání v Banské Bystrici). V některých zemědělských závodech používají na salaších během zimního období i náhradní podestýlky (rašelina, piliny, listy).

Sezónní chov skotu ve vazných stájích a zpevněných výbězích

V zimním období je skot ustájen na krátkém stání s hlubším kalištěm a podestýlá se slámou. Po ověření nejvhodnější technologie bezstelivového provozu bude možno i v zimním období chovat skot na bezstelivovém stání. Během vegetačního období se skot převážnou část dne zdržuje ve zpevněném výběhu (betonový, popř. je vyložen melioračními deskami, silničními panely nebo pokryt tvrdolitým asfaltem). Na části zpevněného výběhu jsou zvířata chráněna lehkým přístřeškem. Podlaha přístřešku se potáhne deskami z gumy nebo vhodným

Technologie provozu bezstelivového ustájení skotu v zemědělských závodech v zahraničí a v ČSSR

636.083.63

Rozvoj nových technologických postupů v živočišné výrobě přináší uplatňování technologie bezstelivového provozu v chovu skotu. Hlavním důvodem k zavádění této technologie je snižování spotřeby podestýlky, popř. její úplné vyloučení, což příznivě ovlivňuje nejen stoupající požadavky na vnitropodnikovou dopravu, ale především i nepříznivou situaci spojenou s nedostatkem slámy k zajištění dobrých bilancí zemědělského závodu.

V ÚVÚŽV v Uhřetěvsi, jakož i v dalších našich zemědělských závodech v různých výrobních oblastech (JZD Ostrov, JZD Hlušovice, Státní statek Bajč, Postřelmov, Krivoklát, JZD Církvice, Státní statek Nová Ves a celá řada dalších), jsou zkoušeny a ověřovány některé technologické postupy bezstelivového provozu, používané v zahraničí s dobrými výsledky.

ZKUŠENOSTI S TECHNOLOGIÍ BEZSTELIVOVÉHO PROVOZU A PROVOZU S ÚSPORNOU PODESTÝLKOU

Různou techniku výstavby stájí a z ní vyplývající technologické postupy můžeme z hlediska dopravy statkových hnojiv ze stáje v základě rozdělit na uplatňování prvků:

- hydromechanické dopravy statkových hnojiv ze stáje (mokrá cesta),
- mechanické dopravy statkových hnojiv (suchá cesta).

HYDROMECHANICKÁ DOPRAVA

Použití hydromechanické dopravy statkových hnojiv ze stájí je ovlivňováno dostatkem vody potřebné nejen k splachování výkalů, ale i k jejich účelné dopravě na pole. Tam, kde je využíváno hnojivé závlahy, počítá se i s dostatkem vody na splachování, ředění, míchání i dopravu. Podle zkušeností četných autorů (Hammer, Czepluch, Fleischer, Menzel, Berger aj.) vystačíme při splachování s 15 l vody na kus a den. Výkaly jsou ředěny vodou ve stáji v poměru 1:2 a ze skladovacích jímek jsou vyváženy buď neředěné, nebo ředěné v poměru 1:3–5 (při rozvozu fekálními vozy), anebo 1:8–25 při dopravě kejdy ve formě

hnojivého roztoku pomocí kejdových agregátů.

MECHANICKÁ DOPRAVA

Při mechanické dopravě se k vyhrnování výkalů používá buď oběžného škrabáku, výkyvného shrnovače, mechanické lopaty, anebo radlice umístěné na traktoru RS 09. Výkaly jsou dopravovány do blízkého komorového hnojiště nebo do otevřených skladovacích jímek. V poslední době se rozšiřují i speciální typy vozů k dopravě výkalů na komposty, k výrobě hnoje přímo na poli a k rozvozu výkalů na slámu rozmetanou na poli. V některých státech (NSR, NDR, ale i v ČSSR — JZD Církvice) opatřují oběžný škrabák gumovým stíračem.

TECHNOLOGIE ÚSPORNÉ PODESTÝLKY

- Rošty v příkrmistích a v krmárnách u volných stájí

Ke snížení podestýlky ve volných stájích se v prostoru příkrmistě budují rošty, a to nejčastěji dřevěné. Délka roštů se pohybuje v rozmezí 2–2,20 m

druhem matrací z gumy, pod kterou je styropor. V době nepříznivého počasí se skot zdržuje buď pod přístřeškem (letní období), nebo při déletrvajících deštích a v chladném počasí ve stáji. Na výběh navazují skladovací prostory, krmárna (nebo se v letním období využije prostoru výběhu) a centrální dojírna.

TECHNOLOGIE BEZSTELIVOVÉHO USTÁJENÍ

Pod pojmem technologie bezstelivového provozu si představujeme nejen hospodaření v klasických kejdivých stájích, ale i ustájení na typicky roštových stáních (ze dřeva, používané ve Švédsku, Finsku, Norsku a na Islandu) a posléze i uplatnění nových technologických postupů ve vazných stájích, kde se používá roštů na konci krátkých stání. V těchto typech stání se nejčastěji uplatňují různé modifikace technologických postupů známé pod názvem:

- a) systém Hölz,
- b) systém Schmidt — Eggerglüss,
- c) v poslední době v NDR, NSR, USA,

ale i u nás se rozšiřující způsob ustájení v tzv. boxových bezstelivových stájích.

Z hlediska jednotlivých technických zařízení a technologie bezstelivového provozu můžeme jednotlivé způsoby chovu skotu rozdělit na:

1. technologii uplatňovanou v roštových stájích,
2. technologii ve stájích s úplnou náhradou podestýlky:
 - a) v klasických horských kejdivých stájích,
 - b) ve vazných bezstelivových stájích s uplatněním systému Hölz a Schmidt - Eggerglüss,
 - c) v boxových bezstelivových stájích.

Technologie bezstelivového ustájení v roštových stájích

Roštů bylo používáno na Islandu již po několik generací v chovu ovcí. Odtud se šířilo jejich použití do dalších zemí (Finsko, Švédsko, Norsko, Anglie

I. Velikost kotců, délka žlabů, hloubka kotce, odstup roštnic, šíře roštnic v roštových stájích (Hammer, Rüprich)

Druh zvířat	Váha kg	Plocha kotce m ²	Délka žlabu cm	Hloubka kotce m	Horní odstup roštnic cm	Nášlapová šíře roštnic cm
Skot						
mladý skot						
2 — 5 měsíců	140	1,1	35	3,10	2,5—3,0	7,5
6 — 9 měsíců	220	1,5	45	3,30	3,0—3,5	10 — 12,5
9 — 15 měsíců	340	1,9	55	3,50	3,5—4,0	10 — 12,5
15 — 21 měsíců	450	2,3	60	3,50	4,0—4,5	10 — 12,5
Březi jalovice						
a výkrm	500					
nad 2 roky	600	2,8	70	4,00	4,0—4,5	10 — 12,5
Dojnice	600	3,5—4,0*	75	5,00	4,5—5,0	12,5—15
Prasata						
2 — 7 týdnů	20	0,17	17	1,0	2,0—2,5	8,0—12,5
	40	0,26	21	1,25	2,5	8,0—12,5
	60	0,34	25	1,35	2,5—3,0	8,0—12,5
	80	0,42	30	1,40	2,5—3,0	8,0—12,5
	100	0,50	34	1,50	2,5—3,0	8,0—12,5
Ovce, kozy		0,5—0,7*	30—46		2,0	6,5

*) podle váhy zvířat

II. Vhodná šířka šterbin mezi rošty (Nordbø 1954) (Hammer, Rüprich)

Kategorie skotu	Vzdálenost šterbin v cm
Telata pod stáří 3 měsíce	2,5—3
Telata 3—6měsíční	3,0—3,5
Jalovice 1,5—2leté	3,5—4,5
Dojnice	4

aj.). Vhodný typ roštových stájí pro ustájení skotu se rozšiřoval mnohem později. Např. první pokusy s ustájením skotu na rostech byly konány v Norsku v r. 1952 (tab. I, II).

Ve velkovýrobních podmínkách se při uplatňování technologie chovu skotu v typicky roštových stájích vyskytují v provozu závažné nedostatky. V některých zemích je k roštovým stájím nedůvěra nejen z hlediska vysokých stavebních nákladů při zvýšení požadavků na zateplení stáje, ale i z hlediska užítkovosti, potřeby snižování průvanu ve stáji, i z hlediska potíží při vyvážení výkalů. V Anglii se ověřují roštové stáje ve velkokapacitních teletnicích. Statková hnojiva se vyhrnují z podrošťového prostoru mechanickou lopatou. V ČSSR se v poslední době projektují některé experimentální velkokapacitní teletniky s uplatněním zkušeností z roštových stájí. Zkušenosti získané v Anglii jsou příznivé nejen z hlediska dobrého odchovu mladého skotu, ale i pro zajišťování zdravotních i klimatických podmínek.

Technologie ve stájích a úplnou náhradou podestýlky

a) Technologie uplatňovaná v klasických horských kejdrových stájích

Kejdrová hospodářství se rozšiřují v horských oblastech od roku 1725, jak uvádí Sauerlandt.

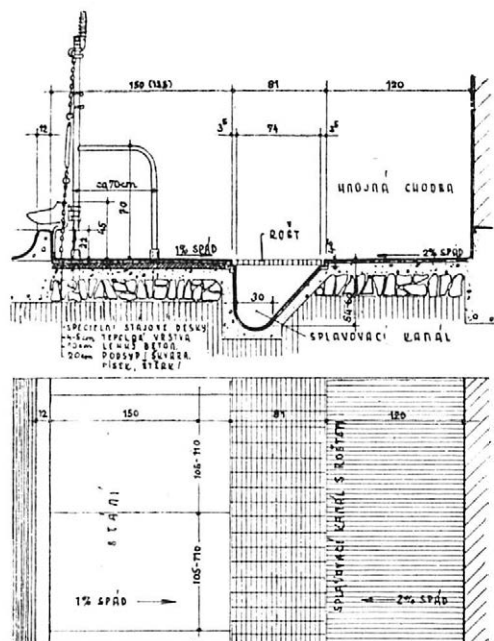
K ustájení zvířat se na stání používá dřevěných, 180—220 cm dlouhých fošen a v některých stájích i dřevěných špalíků z tvrdého dřeva; je možná i speciální úprava tzv. vysokého stání (ze stájových dlaždic, tvrdolitového asfaltu atd.).

Podle délky zimního období a obsahu skladovacích jímek se používá vody buď jen k splachování, nebo jsou výkaly shrnovány přímo do otvoru v kališti. Na

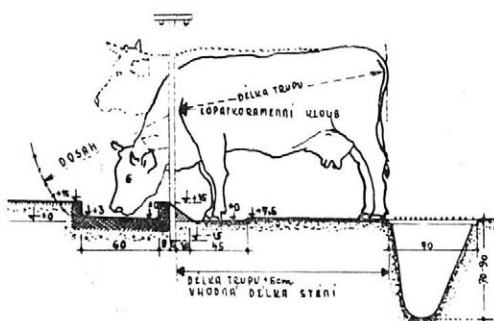
1 DJ se počítá s 8—12 m³ obsahu skladovací jímky.

b) Technologie provozu ve vazných bezstelivových stájích

Účelnou výstavbou stájí lze zajistit nejen náhradu slámy, ale i udržení skotu v čistotě a dobrou pohodu zvířat na suchém a teplém loži. K tomu se používá



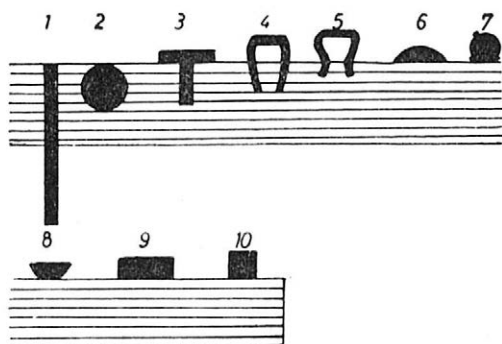
1. Rozměry a tepelné izolace stání v bezstelivové stáji (délka stání 135—150 cm, spád 1 ‰, šířka stání 95—105—100 cm, šířka roštu 80—90 cm, výška požlabnice 17—22 cm atd.)



2. Určení vhodné délky stání s přihlédnutím k délce trupu (délka trupu + 5 cm)

krátkých stání. Délka stání se řídí velikostí skotu. U dojnic počítáme s délkou trupu 160—180 cm, u býčků a jalovic 110—140 cm (obr. 1, 2).

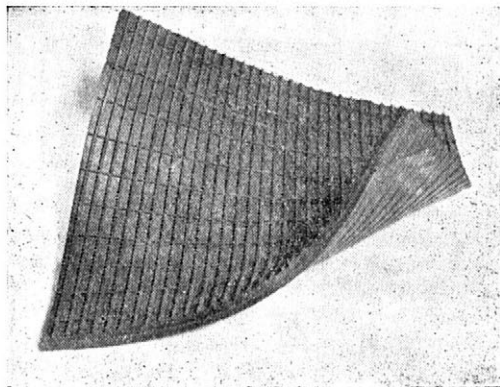
K zajištění dokonalého kálení zvířat na rošty jsou zvířata uvazována do speciálních chomoutů, popř. se používá grábenského nebo ostatních druhů vázání, přičemž je třeba zajistit, aby nedocházelo k většímu odstupu zvířat od žlabu



3. Příklad řešení různých typů roštovnic do kališkových roštů (typy 1, 6, 7, 10 = nevhodné)



4. Celkový pohled do bezstelivové stáje. Pro zhotovení kališkových roštů bylo použito tyčí z PVC

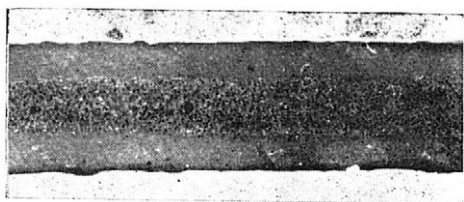


5. Rohožky čs. výroby pro bezstelivový provoz. Vrchní část se zamačká do epoxycementu, popř. asfaltu

(10—20 cm). Na nevhodných typech roštů dochází k otlacení kloubů a k potrhání struků (obr. 3, 4).

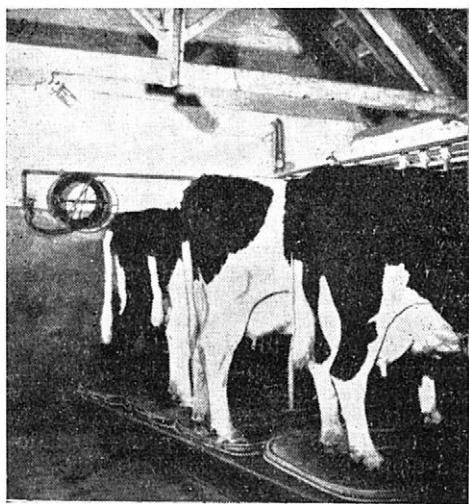
Rychlý odtok moče a suché a teplé stání se dosahují úpravou stání tvrdolitým asfaltem (Nová Ves, Šálková, Uhřetěves), nebo se používá vhodných druhů agrodlaždic. V NSR, Holandsku (Peja), NDR (Elguwa), Rakousku (Bauer), Anglii (Kowlays), Švédsku (Simontorp) a v poslední době i u nás v Uhřetěvsi a Bajči se používá vhodných typů matrací a rohoží. Jsou to nejčastěji gumové různě profilované rohožky, jimiž lze zajistit rychlý odtok moče a zamezení klouznutí skotu. Vyrábějí se v rozměrech: šířka 0,95—1,20 m, délka podle požadované délky stání. V Rakousku a v ČSSR (fa Matador) se ověřují gumové stájové dlaždice o síle 1 cm a rozměru 50×50 cm. Na spodní části rohožky jsou výstupky, jimiž lze zajistit rohož proti prokluzování. Vrchní část je opatřena různými druhy vzorků (obr. 5).

Na stání se rohožka zachytí na epoxycementovým podkladu nebo v tvrdolitěm asfaltu. Pro zpevnění gumových rohoží, a aby se snížilo tvrdnutí, se přidává do gumy vrstva z PVC, popř. i vhodný druh textilních vláken. V NDR se používá třívrstevných gumových rohoží. Nejsvrchnější část tvoří hrubá vrstva gumy, uprostřed zajišťuje pružnost rohožky pěnová guma a spodní část je vystlána gumovým potahem (obr. 6). Rohož se vyrábí 1,6—1,8 m délky, 0,90—1,10 m šířky a 1—1½ cm síly. V pokusech se ověřuje rohož o síle 20 mm. V ÚVÚŽV v Uhřetěvsi ověřují využití gumových matrací zhotovených z gumových pásů, používaných v dolech, pod kterými se umísťuje pěnový polyuretan, popř. sty-



6. Trívrstevnatá rohožka (uprostřed mechovka). Vrchní dezenová část je ze surové gumy

ropor. Důkladným slepením a olištováním těchto matrací se vytvoří suché, teplé a měkké lože a zabrání se tak vnikání koloidních roztoků nebo kyselin do matrace.



7. Matrace anglické výroby typu Kowlays

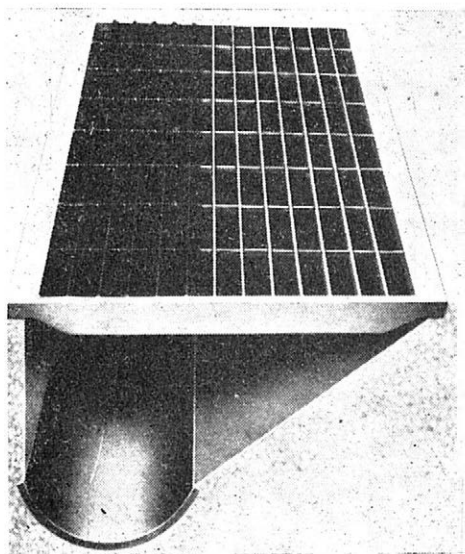
V Anglii jsou zkoušeny matrace typu Kowlays. Pro každou dojnici se používá jedné několikavrstevnaté matrace, připevněné vpředu ke žlabu (obr. 7). Nejsvrchnější vrstva je tvořena PVC a vysokofrekvenčně svařena se stejnou spodní částí. Uprostřed je nylonová nepropustná tkanina, napuštěná PVC, a změkčená vrstva polyuretanu. Matrace typu Kowlays se vyrábějí v rozměrech 165,6 × 100,4 cm a pro kratší stání 150 × 90 cm. Na stání se upevňují vylišovanými přírubami a zachytí se polyetylenovým zajišťovacím lanem o průměru 3". Matrace jsou vhodné k ustájení dojnic, telat i ostatních kategorií skotu. Předběžně se počítá, že matrace vydrží ve stáji 5—8 let.

V dalších zemích (Kanada, Holandsko, Dánsko), jsou experimentálně ověřovány vhodné druhy gumových rohoží. Jednotlivé vrstvy gumy jsou podkládány textilem a zpevněny PVC.

Stání bývá ukončeno různými typy roštů. Délka roštů je určována délkou stání, potřebnou pro ustájení druh skotu. Nejčastěji bývají rošty 60—80 cm široké a 1 m dlouhé. Šířka je určována podle délky stání, druhu vázání, šířky hnojné chodby apod. V některých zemích jsou ověřovány různé typy speciálně tvarovaných roštů (viz obr. 3). Základně se jak v zahraničí, tak i v našich podmínkách neuplatnily kulaté typy roštů o průměru 1 cm. V NDR jsou s příznivými výsledky ověřovány kulaté typy roštů z PVC nebo železné, potažené PVC o průměru 3 cm. Nejčastěji se používá různých typů litinových roštů. V pokusech se ověřují i laminátové rošty.

Kanály na splachování výkalů jsou různého tvaru. V poslední době byly řešeny oválné, popř. hruškovitě protažené kanály (obr. 8). Při vyplavování výkalů, moče a vody však docházelo k rychlému odtoku vody a moče a k vypláchnutí výkalů z kanálů bylo zapotřebí dalšího množství vody. V NSR, NDR a ČSSR jsou řešeny různé druhy splavovacích kanálů. Osvědčily se kanály, které zajišťují rychlý odtok výkalů při minimální spotřebě vody. Splavovací kanál má spád $\frac{1}{2}$ — $1\frac{1}{2}$ ‰, hloubka kanálu činí 60—90 cm.

Na 1 DJ můžeme počítat s produkcí



8. Vhodný typ splavovacích kanálů

III. Složení výkalů a moče dojníc některých plemen skotu při stejném druhu letního krmení

Plemeno	Druh vzorku	V sušině %				
		N	P ₂ O ₅	K ₂ O	CaO	MgO
Červenostakaté	moč	5,56	0,02	5,75	0,30	0,67
	výkaly	2,71	1,19	0,34	4,54	2,22
Švédské	moč	4,48	0,01	5,38	0,34	1,04
	výkaly	2,70	1,26	0,28	3,81	1,87
Finské	moč	4,87	0,02	6,13	0,53	1,07
	výkaly	2,65	1,10	0,31	4,18	2,10
Ayshire	moč	4,03	0,04	4,88	0,28	0,83
	výkaly	2,54	1,00	0,33	4,38	1,53
Jersey	moč	4,84	0,03	4,88	0,31	0,65
	výkaly	2,88	1,16	0,29	4,93	2,22

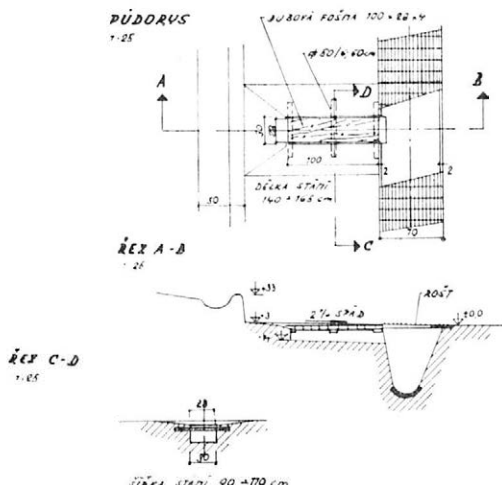
26 kg výkalů, 15 l moče a se spotřebou 15—30 l vody. Celkem bývá denně vyrobeno 65—70 kg kejdy. Průměrný obsah kejdy činí: N — 0,37 %, P₂O₅ — 0,25 až 0,30 %, K₂O — 0,30 až 0,35 % (tab. III, IV).

Kapacita skladovací jímky kolísá podle délky uskladnění výkalů a moče v zimním, ale i vegetačním období. V průměru počítáme na 1 DJ s obsahem skladovací jímky 4—8 m³ (při tříměsíčním skladování 6 m³ a pro každých 6 až 8 týdnů je zapotřebí 2—3 m³ DJ). Šířka jímky k její délce má být 1:2

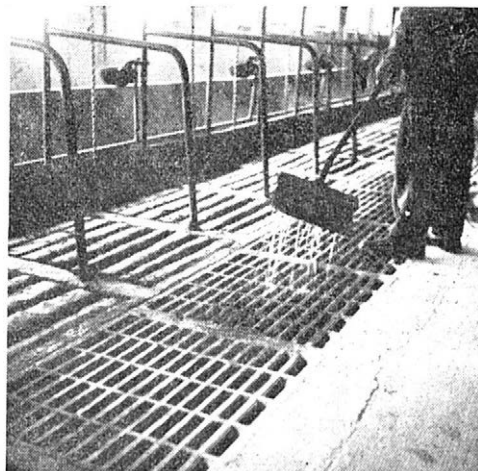
(např. šířka 3 m a délka 6 m), čímž se zabezpečí dokonale promíchání výkalů.

V poslední době bylo vyřešeno i speciální stání pro býčky (Cronau, Blanken). Moč se svádí středem stání do splavovacího kanálu. Na státním statku v Krivoklátě umístili dřevěné rošty nad malým vanovým prostorem (Sajner, Čermák) (tab. V, obr. 9).

Ke splachování výkalů ze stání a za účelem snížení spotřeby vody se používá různých druhů vodních kartáčů. Výkaly jsou promety a spláchnuty do podroštového prostoru.



9. Příklad technického řešení stání pro býčky



10. Vodní kartáč. V pozadí stání pro býčky

IV. Změna obsahu živin ve výkalech ponechaných bez ošetření ve výběhu před volnou stájí a v močůvce v nedokonale uzavřené jímce u volné stáje

Ve výkalech													
Den měření	procentický obsah živin												
	v půdní sušině							přepočet živin na sušinu 1 dne					
	sušina	pH	ztráta žiháním 550 °C	N celkový	P ₂ O ₅	K ₂ O	CaO	sušina	pH	N celkový	P ₂ O ₅	K ₂ O	CaO
1	13,25	6,8	10,90	0,37	0,24	0,09	0,36	13,25	6,8	0,37	0,24	0,09	0,36
2	17,10	7,7	13,25	0,41	0,31	0,15	0,54	13,25	7,7	0,317	0,24	0,116	0,410
3	18,13	7,0	14,26	0,43	0,38	0,17	0,51	13,25	7,0	0,314	0,27	0,124	0,372
6	18,70	7,9	14,61	0,48	0,44	0,22	0,55	13,25	7,9	0,340	0,31	0,155	0,389
V močůvce													
1	0,85	8,3	2,50	1,62	0,04	2,50	0,13	0,85	8,3	1,62	0,04	2,50	0,13
2	0,80	8,4	2,50	1,48	0,04	2,60	0,11	0,85	8,4	1,57	0,04	2,76	0,11
4	0,85	8,5	2,00	1,28	0,03	3,30	0,12	0,85	8,5	1,28	0,03	3,30	0,12
6	1,00	8,2	3,00	1,12	0,04	3,40	0,14	0,85	8,2	0,95	0,03	3,49	0,11

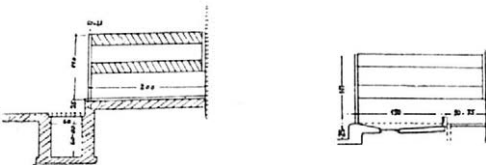
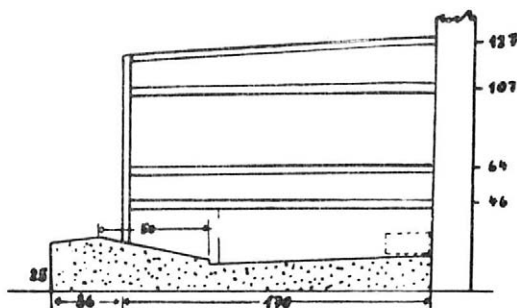
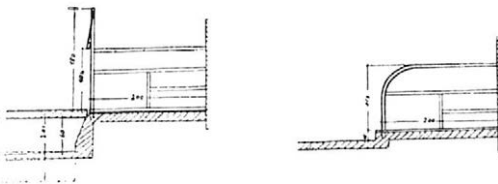
Druh práce	Při ustájení	
	na rošttech	tradiční
Příprava krmiv	9,5	9,5
Krmení	23,0	27,5
Práce s podestýlkou a hnojem — celkem	36,0	63,3
z toho: čištění roštů a stání	(32,2)	
vypouštění a čištění kanálů	(3,8)	
Čištění zvířat	2,0	6,6
Celkem	70,5	106,9

Snížení znečišťování zvířat zajišťuje také speciální hřbetní struna. Hřbetní strunu umísťujeme nejčastěji nad zvířaty tak vysoko, aby při kálení a celkovém prohnutí zvířat bylo zvíře nuceno ustoupit zpět na rošt a kálelo do roštu.

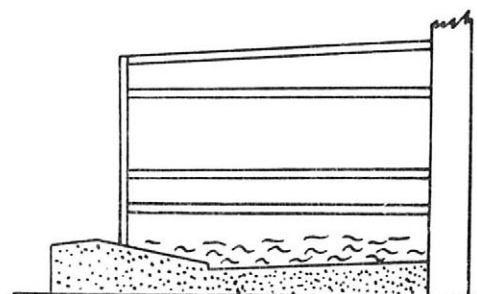
c) Boxové bezstelivové stáje

V USA, NSR, NDR jsou řešeny boxové stáje na bezstelivové ustájení. Staré, volné stáje s hlubokou podestýlkou se upravují na boxové ustájení s boxy

o délce 2,10 m a šířce 1 m. Stání, opatřené gumovými matracemi, nahrazuje hlubokou podestýlku. Hnojná chodba má šířku 1,7 m.



12. Příklady různých způsobů řešení boxových stání



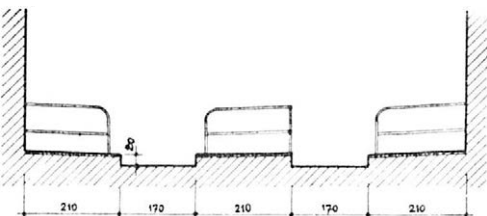
11. Příklady různých způsobů řešení boxových stání (podestýlá se sláma)

Např. v družstvu Florián Geyer v Nese v NDR leží dojnice na stání ve třech řadách vedle sebe. Vedle lehárny je krmírna a centrální dojírna. Výkaly jsou vyhrnovány traktorem RS 09, opatřeným radlicí s gumovou stírkou, do skladovací jímky o obsahu 2,5—3 m³/DJ. Ze skladovací jímky jsou vyváženy za dva až tři měsíce. Krávy jsou v boxech ustájeny v době od 7—13 a 17—3,30 hodin. V ostatní době jsou buď v krmárně, nebo v dojárně. Hnůj se odstraňuje dvakrát denně v období mezi krmením. Dojnice si velmi rychle zvykly na gumové stání a v boxech pohodlně leží.

Jak uvádí Berger, postačí k přestavění stáji na boxovou bezstelivovou stáj i šířka stáje 9,70 m. V poslední době

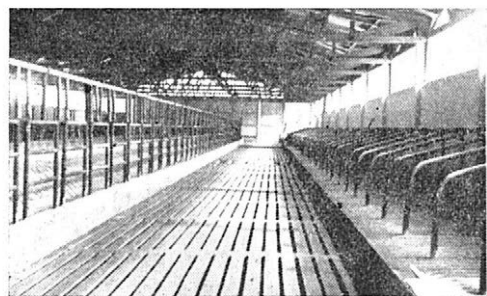
byly v NDR navrženy boxové stáje pro kapacitu 528 DJ (Shick).

V našich podmínkách se ověřuje stáj pro bezstelivový provoz mladého dobytka, ustájeného ve dvou boxech. Na stání v boxech se použilo změkčeného PVC, potaženého gumovými pásy. Na konci



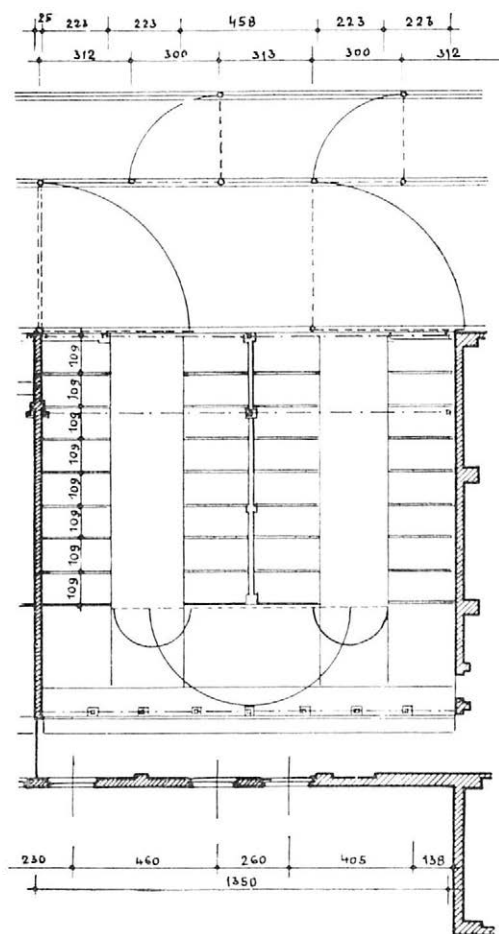
13. Řez stáji s přihlédnutím k řešení adaptace nevhodných typů volných stájí na bezstelivovou boxovou stáj

stání jsou litinové rošty, umístěné po celé délce kaliště i hnojné chodby. V čele stáje je krmírna pro několik boxových



15. Boxová stáj v Gundorfu (NDR). Hnojná chodba slouží současně jako příkrmíště a je opatřena rošty

stání. Tento způsob volného ustájení mladého skotu v boxových stájích je ověřován na státním statku v Bajči.



14. Celkový pohled na řešení stáje pro ustájení 528 dojníc

ZÁVĚR

Z jednotlivých technologií bezstelivového ustájení mohou být ve velkovýrobních podmínkách zaváděny tyto způsoby:

a) *Kombinované ustájení.* Mladý dobytek může být bezstelivově ustájen jak v horských salaších, tak i v zimním období v nížinných oblastech v tradičních i vazných stájích po jejich úpravě na bezstelivový provoz. I dojnice můžeme ustájit v upravených stájích pro bezstelivový provoz, popř. na zpevněných výběžcích během letního období a v zimních měsících buď podestýlat slámou, popř. při dostatku vhodných matrací a rohožek uplatnit technologii bezstelivového provozu.

b) *Ustájení telat na roštích*

c) *Ustájení skotu všech kategorií ve vhodných bezstelivových stájích.* Nejčastěji bude použito krátkého stání s vhodnými druhy matrací a rohožek, na konci stání rošty z PVC nebo takové, jimiž se zamezí poranění struku, kloubů (obr. 3, typ 4, 5).

d) Podstatně se jako náhrada za volné stáje s hlubokou podestýlkou rozšíří vhodné typy boxových bezstelivových stájí.

e) Ve střediscích živočišné výroby bude možno počítat s výstavbou bezstelivových stájí o kapacitě 150—200 DJ i více.

Bez řešení návratnosti použité technologie na rostlinnou výrobu nejsou účelně využita tekutá statková hnojiva a vyskytují se četné obtíže v provozu organizace bezstelivového provozu v průběhu roku. Závažné nedostatky je nutno odstraňovat nejen při chovu skotu ve stáji, ale i při dopravě hnojiv ze stáje, při jejich skladování, míchání a transportu na pole. Mimo ověření dlouhodobého vlivu na zvířata a na celkovou technologii chovu skotu je nutno v provozních podmínkách odpovědně zhodnotit rentabilitu provozu a především i vhodnou technologii zpracování statkových hnojiv v různých hospodářských a přírodních podmínkách.

Literatura

1. Bengt B.: Dansk lösning av utgödslingen lockar. Lantmannen, 73, 7, 146-147, 1962. — 2. Berger M., Reichelt H.: Milchviehanbindestall mit strohloser Aufstallung und Güllewirtschaft in der LPG Lauterbach (Erzgebirge). Die Dtsche Landw. 14, 9, 1963. — 3. Ferris J. M.: Experiment with slats. Farmers Weekly, 50, 20, 99, 1959. — 4. Fleischer E.: Die Funktionselemente der Gitterrostaufstallung und Staukanalgefällentmistung. Tierzucht, 6, 267-272, 1963. — 5. Fleming I. J., Cunningham J. D.: Slatted floors for Livestock Scottish Agricultural Industries Limited. 1961. — 6. Hammer W., Rüprich W.: Bedeutung und Anlage von Spaltenböden in Viehställen. Bauen auf den Lande, 3, 13, 1962. — 7. Kröll J.: Der erste österreichische Rostlaufstall für Kühe stellt sich vor. Der Förderungsdienst, 1, 16-19, 1958. — 8. Martin R.: Gut Simontorp. Agros, 1, 30-33, 1959. — 9. Menzel W.: Gitterrost Aufstallung im Kuhstall „System Stichelsdorf“. Die Dtsche Landw. 14, 7, 1963. — 10. Nordbo H.: Loafing barns with slat floor Bushap og Ardrätt 12 (4). Str. 173-176, 181, 1960. — 11. Parker W. H.: Slatted floors for fattening bullocks. Agriculture in Northern Ireland, 1962, 37, 8, 140-245. — 12. Píša V., Čermák J.: Roštové a bezstelivové stáje pro skot u nás a v zahraničí. Zemědělská technika, 2, 93-106, 1964. — 13. Schick R., Stottmeister W., Lamprecht P.: Einrichtung von Liegeboxen - eine Möglichkeit der einstreuarmer Haltung im Offenstall. Die Dtsche Landwirtschaft 12, 10, 1962. — 14. Sievert H. E.: Kühe auf Gummimatrizen. Technik u. Landw. 13, 9, 213-214, 1961. — 15. Sladovnik K.: Intenzivní výroba a využití pícnin. SZN, Praha, 1964. — 16. Spillmann C. K., Hansen E. L.: Design and operation of self-cleaning slotted floor hog finishing house. Washington, ASAE, 1962. — 17. Velebil M.: Výzkum technologie zpracování výkalů ve stájích s hlubokou a úspornou podestýlkou. Závěrečná zpráva VÚZT - 1963. — 18. Werner-Cords-Parchim: Der gesunde Stall. Berlin, 1947.

Inž. Karel Sladovnik, CSc.

Ústřední výzkumný ústav živočišné výroby, Uhřetěves

Seminář o výsledcích výzkumu využití ultrafialového záření v chovu hospodářských zvířat

Ve dnech 2. a 3. června 1965 se konal ve Výzkumném ústavu zemědělské techniky v Řepích u Prahy seminář, jehož úkolem bylo shrnout dosavadní výsledky výzkumu využití umělých zdrojů ultrafialového záření v živočišné výrobě, dosažené u nás v období 1960—1965, jakož i vypracovat doporučení pro zavádění poznatků výzkumu do praxe.

Semináře se zúčastnilo přes 30 pracovníků různých institucí, kteří se buď přímo aktivně účastnili výzkumných prací nebo provozního ověřování účinků ultrafialového záření, popř. se o probíranou problematiku zajímají. Velkou část účastníků semináře tvořili především pracovníci Ústavu pro vědeckou soustavu hospodaření a jeho oblastních zemědělských stanic, kteří po celou dobu výzkumu velmi aktivně spolupracovali se základním pracovištěm — Výzkumným ústavem zemědělské techniky. Dále byli přítomni pracovníci Výzkumného ústavu veterinárního lékařství v Brně, Vysoké školy zemědělské v Praze, Výzkumného ústavu zemědělských strojů v Chodově, Výzkumného ústavu pro chov drůbeže v Ivance při Dunaji, Výzkumného ústavu pro chov prasat v Kostelci n. O., ústavů ČSAV, ministerstva zemědělství, lesního a vodního hospodářství, pracovníci veterinární a plemenářské správy a dalších podniků a zemědělských škol.

Kromě tří úvodních referátů o obecných biologických účincích a o výzkumu využití ultrafialového záření v zahraničí bylo na semináři předneseno celkem 10 referátů o výsledcích laboratorních a provozních pokusů uskutečněných v ČSSR a tři referáty o teoretických otázkách a technických prostředcích, tj. výbojkách a systémech pro ozařování hospodářských zvířat.

Zprávy o výsledcích našich pokusů ukázaly, že ultrafialové záření je velmi

aktivním činitelem mikroklimatu stáji. Pokusy prokázaly jeho velmi příznivý vliv na zdravotní stav zvířat a na zvýšení produkčních ukazatelů.

V osmi pokusech, při nichž bylo během zimního období ozařováno více než 2000 dobře vyživovaných selat, byly váhové přírůstky o 4,1—11,4 % vyšší než přírůstky kontrolních neozařovaných selat. Úhyn ozařovaných selat byl nižší o 30—80 %, spotřeba krmiv na váhovou jednotku produktu o 5—12 % a přímé náklady na jednotku produktu o 7—11 % nižší než u kontrolních selat.

Při ozařování telat v příjmovém pavilonu velkokapacitního teletniku byly přírůstky ozařované skupiny až o 15,1 % vyšší.

Ve třech pokusech s ozařováním 1800 slepic na hluboké podestýlce a v klecích byla zvýšena snáška o 13,3—37,9 %, přičemž se spotřeba krmiva na váhovou jednotku produktu snížila o 11—23 % a přímé náklady na váhovou jednotku produktu klesly o 5—16 %. Ve dvou pokusech, při nichž bylo ozařováno 900 kuřat, bylo u ozařovaných skupin dosaženo zřetelného zlepšení zdravotního stavu, zvýšení váhového přírůstku o 4,2 až 14,2 % a snížení úhynu o 20—41 %. V pokusech s ozařováním násadových vajec byla zvýšena líhivost ozařovaných vajec o 0,5—8,2 %. Kuřata z ozářených vajec byla mnohem čilejší a měla nižší úhyn. U 50 000 sledovaných kuřat byl úhyn 0,1—3,4 %, což je podstatně méně než připouští norma ztrát.

Uvedených příznivých ukazatelů lze dosáhnout pouze při správné výživě zvířat, při správné aplikaci zářičů a při správné dávce ozáření. Jak bylo dokázáno v našich pokusech s ozařováním selat a slepic, jsou nízké dávky ozáření neúčinné. Při vysokých dávkách nebo při nedostatečné výživě zvířat může za

určitých okolností naopak dojít k nepříznivým účinkům, projevujícím se v poruchách biologické činnosti organismu zvířat a ve snižování užitkovosti.

V referátu o problematice hodnocení biologické účinnosti ultrafialového záření a měření zářivých veličin bylo ukázáno, že dnešní způsob hodnocení celkové stimulační účinnosti záření na základě části křivky erytemální citlivosti organismu, který byl přijat a je používán v SSSR, není správný. Podstatně lepší je hodnocení stimulačních účinků na základě celé křivky erytemální citlivosti, kterou stanovil Coblentz a jež má dvě maxima, přičemž maximum v oblasti UV-C dosahuje 35 % maxima v oblasti UV-B. Pokud jde o způsob měření biologicky aktivního záření, bylo pro provozní potřeby doporučeno používat jednoduchého selenového fotometru, který lze popř. kombinovat s luxmetrem.

Pro zajištění vysoké efektivity ultrafialového ozařování zvířat je třeba volit též vhodně technicky řešené ozařovací systémy. V závěrečném referátu semináře bylo stanoveno, že pro ozařování volně ustájených zvířat a slepic v halách na hluboké podestýlce, na roštích a pro kotcové stáje do 35–40 m délky jsou výhodné stacionární zářiče, pevně zavěšené na stěnách nebo na stropě stáje. Pro ozařování zvířat v kotech, boxech nebo na stáních ve stájích delších než 40 m jsou nejvýhodnější pojízdné systémy, umožňující ozářit jedním zářičem zvířata v jedné řadě kotců ve stáji do délky 80–90 m. Zvláštních pojízdných zářičů je nutno používat pro ozařování drůbeže v klecích. Tyto zářiče se pohybují kolem baterií kletí a ozáří všechny slepice nebo kuřata v jedné nebo v několika bateriích. Pro ozařování násadových vajec a vylíhnutých kuřat se uvažuje po-

užívat převozných zářičů s vysokovýkonnými vysokotlakými výbojkami.

Provoz správně používaných ultrafialových zářičů je velmi efektivní. Provozní náklady na ozařování nedosahují ani 1 % z celkových provozních nákladů na produkt a investiční náklady na pořízení ozařovacích systémů se zlepšenými ukazateli vrátí za dobu několika měsíců.

V pracovní části semináře byly projednány zásady pro zavádění ultrafialových zářičů do zemědělského provozu, technické požadavky na zářiče pro ozařování hospodářských zvířat, pro ozařování násadových vajec a vylíhnutých kuřat a pro dezinfekci stájí. Byl prodiskutován a přijat nový systém biofyzikálních veličin ultrafialového záření a požadavky na vhodný měřicí přístroj. Pro další řízení biofyzikálního výzkumu v zemědělství bylo navrženo zřídit vědecký koordinační útvar, který by komplexně řídil a hodnotil celou problematiku zemědělské aplikované biofyziky (agrofyziky).

V závěru semináře bylo konstatováno, že dosud získané výsledky výzkumných prací plně doporučují široké rozšíření ozařování vysokobřezích prasnic, selat, kuřat a nosnic na hluboké podestýlce, roštích i v klecích. Proto bylo doporučeno zajistit výrobu vhodných zářičů a zavádět je do zemědělského provozu, ovšem při přísném dodržování přijatých zásad a při současném zajištění výroby nebo dovozu vhodného přístroje pro měření intenzity ultrafialového ozáření. Dále bylo doporučeno vyškolit pracovníky STS pro montáž a údržbu ozařovacích systémů, zařadit do výuky zemědělských škol všech stupňů problematiku využití ultrafialového záření v chovu hospodářských zvířat a vhodně publikovat a popularizovat výsledky vědeckovýzkumných prací o využití záření v zemědělství.

Inž. Stanislav Haš, CSc.

Výzkumný ústav zemědělské techniky,
Repy u Prahy

OBSAH

Grečenko A.: Efektivnost vytížení kolového traktoru v různých agregacích s pluhem	559
Blažek J.: Příspěvek k teorii a výpočtu vrchních vybíračů siláže	585
Vávra A.: Rychlost částic při pneumatické dopravě I — Teoretické řešení	601
Sladovník K.: Technologie provozu bezstelivového ustájení skotu	623
Haš S.: Seminář o výsledcích výzkumu využití ultrafialového záření v chovu hospodářských zvířat	635

СОДЕРЖАНИЕ

Греченко А.: Эффективность загрузки колесного трактора в разном агрегатировании с плугом (582). — Блажек И.: К теории и вычислению верхних силосоотборщиков для башен (598). — Вавра А.: Скорость частиц при пневматическом транспорте (620). — Сельскохозяйственная техника за рубежом (623). — Из научной жизни (635).

CONTENT

Grečenko A.: Efficient Loading of a Wheeled Tractor hitched with Different Ploughs (583). — Blažek J.: Comments on the Theory and Calculations of the Upper Unloaders of the Tower Silos (599). — Vávra A.: The Velocity of the Particles in Pneumatic Conveying Systems (621). — Agricultural Technology Abroad (623). — From the scientific life (635).

INHALT

Grečenko A.: Effektivität der Auslastung von Radtraktoren in verschiedenen Kopplungen mit dem Pflug (583). — Blažek J.: Beitrag zur Theorie und Berechnung der Obenentnahmegeräte für Silage aus Silotürmen (599). — Vávra A.: Geschwindigkeit der pneumatisch beförderten Partikel (621). — Landwirtschaftliche Technik im Auslande (623). — Aus dem wissenschaftlichen Leben (635).

TABLE DES MATIÈRES

Grečenko A.: Efficacité du rendement du tracteur à roue dans les différents agrégats avec la charrue (res. An, A1/583). — Blažek J.: Contribution à la théorie et au calcul des préleveurs d'ensilage par le haut des silos-tours (res. An, A1/599). — Vávra A.: Vitesse des particules dans le transport pneumatique (res. An, A1/621). — Machinisme agricole en étranger (623). — De la vie scientifique (635).

otiskuje práce:

J. Horáček, P. Tvrdlík: *Nová měřicí zařízení, vyvinutá ve Státní zkušebně zemědělských a lesnických strojů.*

V příspěvku jsou popsána dvě nová zařízení:

1. Zařízení pro měření sil potřebných k ovládání ručních pák.
2. Zařízení pro měření brzdných drah.

Tato měřicí zařízení jsou ukázkou úkolů řešených v rámci technického rozvoje ve Státní zkušebně zemědělských a lesnických strojů.

M. Kacetl: *Měření při zkouškách elektrických pohonů zemědělských strojů z hlediska jejich zatěžování v provozu.*

Článek uvádí rozbor metod a hodnotí přístroje, jimiž se měří při zkouškách elektrických pohonů zemědělských strojů ve Státní zkušebně zemědělských a lesnických strojů. Příspěvek je doplněn výčtem metod, podle nichž se může zjistit skutečné zatížení elektrických motorů.

J. Haupman: *Biologické vlastnosti skotu z hlediska řešení investiční výstavby a komplexní mechanizace ve velkochovech.*

Práce zveřejňuje výsledky výzkumu bioklimatologie a etologie skotu a vliv podmínek prostředí ve velkovýrobě na výši mléčné produkce. Jsou uvedeny biologické vlastnosti skotu, jež mají význam pro řešení investiční výstavby a komplexní mechanizace ve velkochovech.

V. Kadlec: *Stanovení výkonnosti vývěv a kompletace některých součástí dojícího stroje.*

Práce se zabývá postupem při stanovení požadované výkonnosti vývěvy dojícího stroje, rozebírá činitele určující potřebnou výkonnost a stanovuje na ně požadavky z hlediska konstrukce, projekce a provozu.