

VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

7

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

ÚSTAV
VĚDECKOTECHNICKÝCH
INFORMACÍ MZLVH

Řídí 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 Píša, inž. Vladimír Suchý, doc. inž. Zdeněk Šteffl, 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 2, Mánesova 75, telefon 274551-8. 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 2, Манесова 75.

■
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 2, Mánesova 75.

■
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 Praha 2, Mánesova 75.

■
Le journal scientifique ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publie les études, analyses et traités scientifiques concernant les tâches de recherches résous dans le domaine de technique agricole. Publié par l'Institut des renseignements scientifiques et techniques du Ministère de l'agriculture, des eaux et des forêts. Paraît une fois par mois. Rédaction Prague 2, Mánesova 75.

■ 1.1 Způsob a vhodnost agregace traktoru a taženým nářadím¹⁾ byly již námětem mnoha prací. Není divu, vždyť tato základní otázka ovlivňuje téměř všechny cenové a provozní ukazatele mechanizované tahové práce, jejíž podíl na ročním využití traktoru stále ještě převládá. V naší literatuře sledoval Grečenko [1] již v r. 1955 agregaci kolového traktoru se závěsným pluhem. Agregaci posuzoval ze dvou hledisek:

- a) využití adheze hnacích kol,
- b) řiditelnost traktoru.

Vývody práce se týkaly i otázky tahové účinnosti, třebaže ji nemohly plně zodpovědět, protože tento problém ještě nebyl uzavřen. Ve stejném roce vyšla práce Součková [9], v níž autor sledoval možnost zlepšení agregace poloneseného pluhu s traktoem úpravami tříbodového závěsu.

Z poměrně bohaté zahraniční literatury se zmíníme o práci Skalweita [7] z r. 1955 a o novější práci Kuczewského [5] z r. 1962, v níž autor hodnotí agregaci traktoru s pluhem podle přetížení zadních hnacích kol jednotkovou tahovou silou a s ohledem na řiditelnost traktoru.

1.2 Předkládaná práce vzniká v době, kdy jsou již s dostatečnou podrobností objasněny a zhodnoceny otázky vztahů mezi konstrukčními prvky traktorů a jejich tahovou účinností na jedné straně [2] a jejich řiditelností na straně druhé [3]. Z hlediska těchto poznatků a s ohledem na provozní efektivnost můžeme stanovit všeobecné požadavky na vhodnou agregaci traktoru s taženým nářadím. Agregace musí zejména zajistit:

- a) co největší výrobnost agregátu,
- b) co největší hospodárnost provozu,
- c) dobrou řiditelnost traktoru při práci s nářadím i bezpečnost při jeho dopravě,
- d) nepřetěžování pneumatik zadních hnacích kol,
- e) co nejnižší pracovní váhu agregátu,
- f) snadnost připojení nářadí k traktoru a nenáročnost při seřízení a obsluze,
- g) dodržování pracovní hloubky bez zvláštních nároků na pozornost traktoristy,
- h) řadu dalších podmínek: rychlost zahlubování nářadí, otáčivost agregátu, nepřetěžování motoru a další.

Předkládaná práce se bude týkat bodů a) až e).

Body a), b) předpokládají co nejdokonalejší využití výkonu motoru (v režimu jeho hospodárné spotřeby) k realizování tahového výkonu, to znamená práci v oblasti vysoké

¹⁾ Tažené nářadí může být přívěsné, polonesené nebo nesené.

tahové účinnosti. Podmínkou tedy není práce s co nejnižším prokluzem, nýbrž s vhodným prokluzem.

Bod c) vyžaduje zachování určitého procenta váhy traktoru na předních kolech. Toto procento je ovšem závislé na druhu agregace.

Bod d) předpokládá, že při práci nebude adheze na hnacím kole překračovat doporučenou únosnost pneumatiky.

Bod e) vyžaduje dokonalé sladění agregace nářadí s rozložením váhy traktoru.

Které veličiny je tedy nutno mít především na zřeteli při hodnocení agregace určitého traktoru s nářadím? Jsou to tři základní veličiny:

- součinitel využití adheze (SVA) hnacích kol, který přímo souvisí s tahovou účinností i s prokluzem;
- procento váhy traktoru na předních kolech k zajištění říditelnosti nebo stability traktoru;
- velikost adheze zadních kol v poměru k únosnosti pneumatik.

Čtvrtou doplňující veličinou je rozložení váhy traktoru. Doplňující proto, že není dosud možné stavět traktor pro každé nářadí individuálně. Je však možné dodatečně zvýhodnit rozložení váhy i samu váhu traktoru pro určité nářadí.

1.3 V předkládané práci budou uvedeny teoretické základy ideální agregace a jejího hodnocení, a to:

- teorie ideálního zatížení traktoru vnější silou,
- stanovení optimálních velikostí definovaných tří základních veličin,
- objektivní kritérium pro hodnocení agregace,
- stanovení ideální agregace traktoru s neseným pluhem (příklad použití teorie).

V příští práci bude teorie aplikována na vývoj agregace traktoru s pluhu a na posouzení vhodnosti polonesených a nesených systémů.

2. TEORIE IDEÁLNÍHO ZATÍŽENÍ TRAKTORU VNĚJŠÍ SILOU

2.1 Zásadou pro statické řešení je izolování řešeného tělesa a napsání rovnovážných výmink. V této práci budou výminky psány pro tzv. zobecnělou silovou soustavu, kde rozměry jsou vztaženy na jednotkový rozvor a síly na jednotkovou váhu. Bližší údaje jsou uvedeny ve statí 7.1 (Doplňek).

Zdůrazníme tři zásady řešení (obr. 1):

a) nářadí se vždy uvažuje odděleně od traktoru a působí na něj výslednou silou $\bar{F} = \bar{F}_x + \bar{F}_y$;

b) moment síly $\bar{F}$ k počátku B' je roven součinu $F_x \cdot s_2$;

c) normálové reakce Y_A a Y_B jsou i početně uvažovány ve svých skutečných působíštích, tj. v bodech A' a B' .

Pro řešení rovnováhy se použije tří ze čtyř těchto rovnic:

$$\Sigma M'_{B'} = 0; \lambda_a - \lambda_r \cdot f - k - \Psi_x \cdot s_2 = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma M'_{A'} = 0; 2 I_y - \lambda_b - \lambda_r \cdot f - \Psi_x \cdot s = 0 \quad (2)$$

$$\Sigma P_x = 0; 2 I_y \cdot \mu - f - \Psi_x \cdot f \cdot \operatorname{tg} \theta - \Psi_x = 0 \quad (3)$$

$$\Sigma P_y = 0; 2 I_y + k - 1 - \Psi_x \cdot \operatorname{tg} \theta = 0 \quad (4)$$

K rovnicím se přidružuje rozměrový vztah:

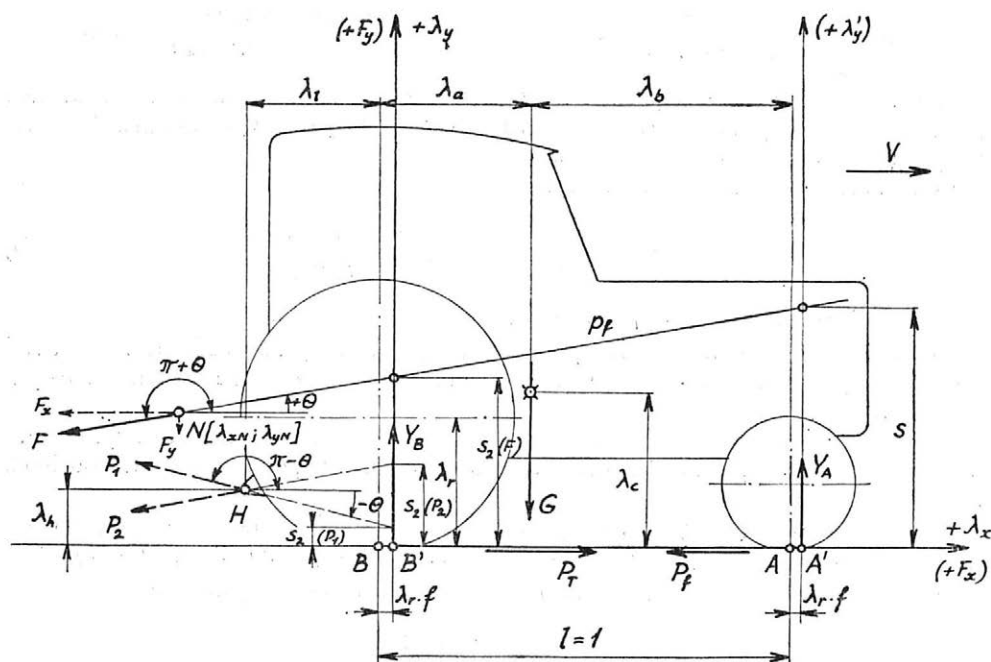
$$\operatorname{tg} \theta = s - s_2 \quad (5)$$

Zajisté též platí

$$\lambda_a + \lambda_b = 1$$

V uvedených rovnicích vystupuje sedm „základních veličin“: $\mu, k, \Gamma_y, \lambda_a (\lambda_b), \Psi_x, \Theta, s_2(s)$ a dvě veličiny předem určené: $f, \lambda_r \cdot f$.

Ze základních veličin se musí volit čtyři, aby tři zbylé mohly být předmětem výpočtu. Kombinace volených veličin je omezena tím, že v některých rovnicích se čtyřmi členy, např. (1), (3) a dalších odvozených, vystupují společně právě čtyři základní veličiny. Nepřípustné kombinace jsou např.: $k - \lambda_a - \Psi_x - s_2$; $\Gamma_y - \lambda_b - \Psi_x - s$; $\mu - \Gamma_y - \Psi_x - \Theta$; $k - \Gamma_y - \Psi_x - \Theta$; $\mu - k - \Psi_x - \Theta$, atd.



1. Silové a rozměrové schéma táhnoucího traktoru

2.2 Za ideální silové zatížení traktoru považujeme takové, kdy hnací kola pracují současně s nejvýhodnějším součinitelem využití adheze (SVA) μ_0 , na předních kolech je žádaná adheze k_0 a adheze na každém z hnacích kol Γ_y nepřesáhne určité procento únosnosti pneumatiky $c \cdot \Gamma$. Parametry traktoru se v podstatě považují za předem určené. Je proto logické, že k obecnému stanovení vhodnosti agregace se zvolí tato kombinace základních veličin:

$$\mu - k - \Gamma_y - \lambda_a$$

Za neznámé se považují $\Psi_x, \Theta; s_2(s)$, tedy vlastnosti silového účinku na traktor. Vlastní řešení uvedeme pouze schematicky. Budeme se věnovat hlavně výsledkům.

Řešením rovnic (3), (4) se zjistí Ψ_x :

$$\Psi_x = 2 \Gamma_y (\mu - f) - f \cdot k \quad (6)$$

Z rovnice vyplývá, že pouze jediná síla Ψ_x vyhovuje žádaným podmínkám! Řešením rovnic (6), (4) se obdrží $\tan \Theta$:

$$\tan \Theta = \frac{2 \Gamma_y + k - 1}{\Psi_v} = \frac{2 \Gamma_y + k - 1}{2 \Gamma_y \cdot (\mu - f) - f \cdot k} \quad (7)$$

nebo vyloučením z nich Γ_y potřebný vzájemný vztah $\mu - k - \Psi_x - \Theta$:

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{\Psi_x + f - (1 - k)\mu}{\Psi_x(\mu - f)} \quad (8)$$

Z rovnic (7), (8) vyplývá, že žadaným podmínkám vyhovuje pouze jediný úhel Θ !

Rovnice (8) má tyto varianty:

$$\Psi_x = \frac{(1 - k) \cdot \mu - f}{1 - (\mu - f) \cdot \operatorname{tg} \Theta} \quad (8a); \quad \mu = \frac{\Psi_x \cdot (1 + f \cdot \operatorname{tg} \Theta) + f}{1 - k + \Psi_x \cdot \operatorname{tg} \Theta} \quad (8b)$$

Ze vztahu (8b) vyplývá, že při určitém Ψ_x a k lze SVA μ a tím prokluz traktoru zmenšit jenom za cenu zvýšení úhlu působení síly Ψ . Je-li $\operatorname{tg} \Theta = 0$, je minimálně dosažitelný SVA... $\mu_{\min} = (\Psi + f) / (1 - k)$.

Řešením rovnic (1) a (6) se obdrží s_2 :

$$s_2 = \frac{\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k}{\Psi_x} = \frac{\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k}{2\Gamma_y(\mu - f) - f \cdot k} \quad (9)$$

Jen v této rovnici vystupuje parametr λ_a .

Docházíme k důležitému závěru: pro zadané podmínky existuje pouze jediná síla F (resp. Ψ) na jediné nositelce. Tuto sílu nazveme ideálním silovým účinkem.

2.3 Na rozdíl od veličin $\mu = \mu_o$ a $k = k_o$, jež jsou, jak uvidíme v další části, pevně stanoveny, může se přípustné Γ_y měnit ve značných mezích podle únosnosti použitých pneumatik.

Jaké jsou vlastnosti sil, splňujících podmínky μ a k pro libovolné Γ_y ? Existuje nějaká spojitost mezi veličinami s_2 a $\operatorname{tg} \Theta$, tj. mezi nositelkami sil Ψ pro tyto dvě podmínky?

Přejdeme ze statiky do analytické geometrie. Rovnice nositelky p_f má tvar:

$$p_f \equiv \lambda_y = \operatorname{tg} \Theta \cdot \lambda_x + s_2$$

Za $\operatorname{tg} \Theta$ a s_2 dosadíme z rovnic (7), (9) a vyjádříme veličinu $2\Gamma_y$:

$$2\Gamma_y = \frac{\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k - (1 - k) \cdot \lambda_x + f \cdot k \cdot \lambda_y}{(\mu - f) \cdot \lambda_y - \lambda_x} \quad (10)$$

Z analytické geometrie je známo, že rovnice určité přímky ze svazku přímek, procházejících jediným bodem, má tento tvar:

$p_1 - \lambda \cdot p_2 = 0$; $p_1 = 0$; $p_2 = 0 \dots$ jsou rovnice dvou „řídících“ přímek,

$$\lambda = \frac{p_1}{p_2} \quad (11)$$

Zajímá nás význam odvozené rovnice přímky p_f v případě, kdy Γ_y se může měnit ve značných mezích. Výraz $2\Gamma_y$ budeme považovat za parametr, snad obdobný parametru λ z rovnice (11). Zjišťujeme, že rovnice (10) je vskutku téhož typu jako rovnice (11), protože výrazy v čitateli i jmenovateli jsou lineární jak v λ_x , tak i v λ_y . Řídící přímky jsou tedy tyto:

$$p_{f1} \equiv \lambda_a - \lambda_r \cdot f - k - (1 - k) \cdot \lambda_x + f \cdot k \cdot \lambda_y = 0 \quad (10a)$$

$$p_{f2} \equiv (\mu - f) \cdot \lambda_y - \lambda_x = 0 \quad (10b)$$

Jejich společným řešením pro λ_x a λ_y se získají souřadnice průsečíku svazku nositelek

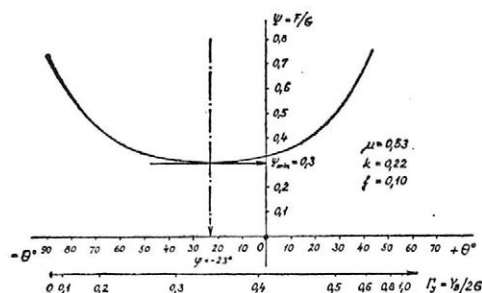
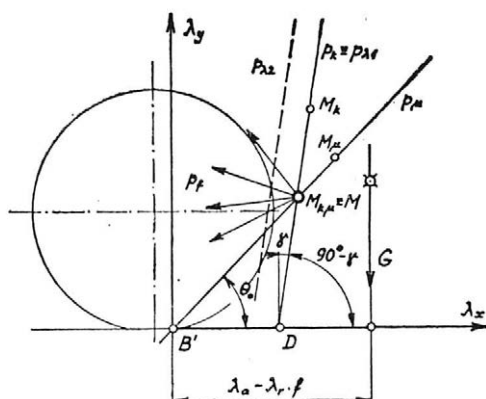
sil $\Psi(F)$ pro libovolný parametr Γ_y . Průsečík nazveme ideálním závěsným bodem M se souřadnicemi $[\lambda_{xM}; \lambda_{yM}]$:

$$\lambda_{xM} = \frac{(\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k) \cdot (\mu - f)}{\mu(1 - k) - f} \quad (12)$$

$$\lambda_{yM} = \frac{\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k}{\mu(1 - k) - f} = \frac{\lambda_{xM}}{\mu - f} = \lambda_{xM} \cdot \operatorname{tg} \Theta_0 \quad (13)$$

protože směrnice spojnice $\overline{MB'}$ (viz obr. 2) je rovna $\operatorname{tg} \Theta_0 = \frac{\lambda_{yM}}{\lambda_{xM}} = \frac{1}{(\mu - f)}$

Příklad velikosti souřadnic bodu M : pro $\lambda_a = 0,35$; $k = 0,15$; $\mu = 0,56$; $\lambda_r \cdot f = 0,03$ a $f = 0,10$ se obdrží $\lambda_{xM} = 0,206$; $\lambda_{yM} = 0,430$.



2. Ideální závěsný bod M jako průsečík řídicích přímek p_k a p_μ

3. Závislost ideální tahové síly $\Psi = F/G$ na jejím sklonu θ a na adhezním tlaku na jedno zadní kolo $\Gamma_y = Y_{B2}/G$

2.4 Rozbor polohy a vlastností ideálního závěsného bodu.

2.4.1 Geometrické místo bodů M pro libovolný SVA: vyloučí se μ z rovnic (12), (13) pro souřadnice M . Výsledkem je přímka p_k totožná s přímkou p_{f1} — rovnice (10a):

$$\lambda_{yM} = \frac{1 - k}{k \cdot f} \cdot \lambda_{xM} - \frac{\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k}{k \cdot f} \equiv p_k(p_\lambda) \equiv p_{f1} \quad (14)$$

Směrnice $\frac{1 - k}{k \cdot f} = \operatorname{tg}(90^\circ - \gamma) = 1/\operatorname{tg} \gamma$ (viz obr. 2)

Parametrem přímek $p_k(p_\lambda)$ může být buď k nebo λ_a . Pro $\lambda_{yM} = 0$ se obdrží x — souřadnice bodu D . $\lambda_{xD} \equiv \lambda_{xM} = (\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k) / (1 - k)$. Je-li navíc $k = 0$, obdrží se $\lambda_{xM} = (\lambda_a - \lambda_r \cdot f)$, tj. bod D splyne se stopníkem těžiště traktoru.

2.4.2 Geometrické místo bodů M pro libovolné k nebo λ_a : vyloučí se z rovnic (12), (13) současně k i λ_a . Výsledkem je přímka p_μ totožná s přímkou p_{f2} — rovnice (10b):

$$\lambda_{yM} = \frac{1}{\mu - f} \cdot \lambda_{xM} \equiv p_\mu \equiv p_{f2} \quad (15)$$

Směrnice $1/(\mu - f) = \operatorname{tg} \Theta_o$, viz obr. 2.

Přímky p_k a p_μ jsou tedy řídicí přímky svazku nositelek p_f sil F , procházejících bodem M .

2.4.3 Velikost ideálních sil F , směřujících do bodu M , je ovšem závislá na jejich směrech Θ . Závislost $F = f(\operatorname{tg} \Theta)$ se odvodí pomocí rovnice (8a) a vztahu $\Psi = \Psi_x / \cos \Theta$:

$$\Psi = \frac{(1 - k) \cdot \mu - f}{\cos \Theta - (\mu - f) \cdot \sin \Theta} \quad (16)$$

Pro větší názornost lze rovnici (16) přepsat do tvaru:

$$\Psi = \frac{F}{G} = \frac{(1 - k) \mu - f}{A \cdot \cos(\Theta + \varphi)} = \Psi_{\min} \cdot \sec(\Theta + \varphi) \quad (16a)$$

V rovnici (16a) značí: $A = \sqrt{1 + (\mu - f)^2} = 1/\cos \varphi$; $\operatorname{tg} \varphi = \mu - f$.

Závislost síly Ψ na úhlu Θ a veličině Γ_y znázorňuje obr. 3. Silový účinek nabývá své minimální hodnoty:

$$\Psi_{\min} = \frac{(1 - k) \cdot \mu - f}{\sqrt{1 + (\mu - f)^2}} \dots \quad \text{pro } |\Theta| = \varphi \quad (17)$$

Porovnáním výrazů pro úhly Θ_o a φ vyplývá závislost:

$$\varphi + \Theta_o = 90^\circ \quad (18)$$

Ke stupnici Θ se jednoznačně přidružuje stupnice Γ_y podle upravené rovnice (7):

$$\Gamma_y = \frac{1}{2} \cdot \frac{1 - k(1 + f \cdot \operatorname{tg} \Theta)}{1 - (\mu - f) \cdot \operatorname{tg} \Theta} \quad 7a)$$

$$\Gamma_y = 0 \text{ pro } \operatorname{tg} \Theta = \frac{k - 1}{f \cdot k} < 0;$$

$$\operatorname{tg} \Theta = 0 \text{ pro } \Gamma_y = \frac{1}{2} (1 - k)$$

Znamená to, že přípustný sklon tahové síly $F(\Psi)$ je omezen přípustnou velikostí Γ_y a tím i únosností zadních pneumatik²⁾.

2.4.4 Teoretická poznámka:

Pro $\mu = f/(1 - k)$ jsou směrnice přímek p_k a p_μ shodné a obě tyto přímky navíc splývají, takže svazek přímek zdegeneruje v jednu přímku. Síla F musí ležet jedině v této přímce a její velikost je omezena pouze veličinou Γ_y .

2.5 Znázornění teoretických vztahů představuje obr. 4.

Hranicí přípustných úhlů Θ a tím i nejnižších hodnot SVA je veličina $\Gamma_y = c \cdot \Gamma$. Směr síly $F_{\min}$ je vždy kolmý na směr spojnice $\overline{MB'}$. Přípustné odlehčení předku $\triangle G_p = G(\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k)$ při jízdě je rovno momentu vnější síly k bodu $B' \dots F \cdot \lambda_q$. Geometrickým místem pro $F = \text{konst}$ jsou tedy kružnice ρ se středem v B' o poloměru λ_q :

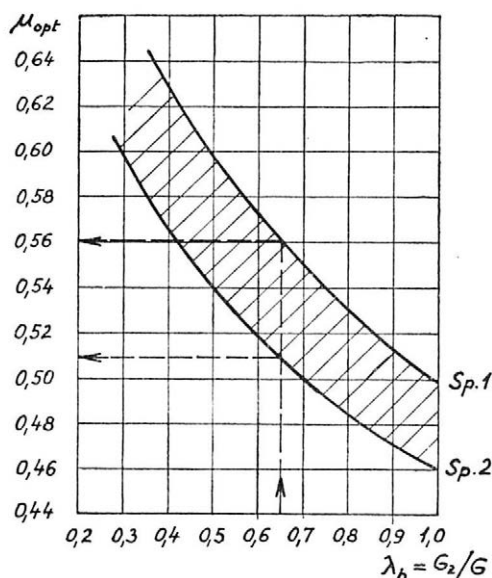
$$\lambda_q = \frac{\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k}{\Psi} \quad (19)$$

²⁾ Skutečná velikost Γ_y se ovšem zjistí z upravené rovnice (2):

$$\Gamma_y = \frac{1}{2} (\lambda_b + \lambda_r \cdot f + \Psi_x \cdot s) \quad (2a)$$

3.2 Volba součinitele využití adheze μ .

Podmínka volby SVA z hlediska dosažení nízkého prokluzu není vyhovující, protože nízký prokluz sám o sobě nezaručuje energetickou výhodnost práce. Prokluz je kontrolní veličinou. Velikost zvoleného μ musí zaručovat práci s co největší tahovou



5. Závislost optimálního SVA μ_{opt} na poměrné váze traktoru na zadních kolech λ_{bx}

účinností (viz úvod). Hodnoty optimálního SVA μ_{opt} (příslušící největší tahové účinnosti) jsou jednoznačnou funkcí parametru λ_b (λ_a) podle (4), tj. rozložení váhy traktoru. Na obr. 5 je tato závislost vynešena pro Sp. 1 a Sp. 2. Optimální velikost absolutního prokluzu δ_{opt} se pohybuje v mezích 12–18 %. Příslušné velikosti relativního prokluzu δ'_{opt} jsou o 2–4 % nižší, tedy ca 10–14 %. Pro dlouhodobou práci se obvykle připouští největší relativní prokluz δ' ca 16–18 %, tj. absolutní prokluz δ ca 20 %. Jím přísluší hodnota SVA, kterou označíme μ_m . Zkušenost též potvrzuje, že kolový traktor pracuje při orbě v oblasti absolutních prokluzů 12–20 %, tj. mezi μ_{opt} a μ_m . Krátkodobě či na svahu lze připustit prokluz i vyšší, ca do 35 %, jemuž přísluší velikost SVA μ_{max} a při němž je ještě zajištěna přijatelná velikost tahové účinnosti. Charakteristické velikosti SVA pro Sp.1 a Sp.2 uvádí tabulka I.

Žádaná velikost SVA μ_o má vyhovět hlavně pro práci s pluhý, má však být též použitelná k hodnocení jiného taženého nářadí, a proto musí ležet mezi Sp.1 a Sp.2. Podobně je tomu i s největší dlouhodobě přípustnou velikostí SVA μ_m .

Po úvahách byly stanoveny tyto požadované hodnoty:

$$\mu_o = 0,53 \text{ (při Sp.1 ... } \delta < 12 \%, \text{ při Sp.2 ... } \delta < 20 \%);$$

$$\mu_m = 0,68 \text{ (při Sp.1 ... } \delta < 20 \%, \text{ při Sp.2 ... } \delta < 100 \%).$$

Kontrola hodnot na práci do svahu⁴⁾: Pracuje-li obvyklý kolový traktor s neseným nářadím ($I'_n = 0,14$) na rovině při $\mu_o = 0,53$, dosáhne v téže agregaci SVA $\mu_m = 0,68$ na svahu 15 %. Kontrola na zrychlení pod zatížením ukazuje, že traktor v téže

I. Charakteristika velikosti SVA pro Sp. 1 a Sp. 2

Sp.	SVA (přibližně)				
	<i>min</i>	<i>opt</i>	$\sigma = 20 \%$	<i>max</i>	$\sigma = 100 \%$
1	0,30	0,56	0,69	0,75	0,85
2	0,33	0,51	0,53	0,63	0,70

⁴⁾ Údaje o obvyklém traktoru a použité vztahy jsou uvedeny ve stati 7. 2.

agregaci může na rovině dosáhnout zrychlení ca $1,2 \text{ m/s}^2$, zvýší-li obvodovou sílu na hodnotu SVA $\mu_m = 0,68$.

3.3 Volba součinitele k_o

Agregace traktoru s nářadím se při práci na rovině hodnotí se zřetelem k tomu, že traktor si musí zachovat říditelnost a stabilitu i na svahu. Velikost potřebného k byla zdůvodněna v práci [3] pro tyto podmínky:

- traktor musí uposlechnout otočení řídicích kol do úhlu 20° ;
- traktor musí být schopen jet do svahu se sklonem do 20° .

Jde-li o kontrolu agregace pro průměrné podmínky, lze slevit druhý požadavek na $\alpha > 15^\circ$ (27 %). Součinitel $k = Y_A/G$ se musí zjišťovat ze tří případů:

- a) říditelnost traktoru s neseným nářadím při práci;
- b) jízdní bezpečnost traktoru s neseným nářadím v dopravní poloze; na svahu nemá klesnout k pod 0,09;
- c) říditelnost a stabilita práce traktoru se závěsným nářadím.

Výsledky výpočtů pro obvyklý kolový traktor:

- a) $k = 0,21$,
- b) $k = 0,22$ pro $\alpha = 0^\circ$; $k_\alpha = 0,09$ pro $\alpha = 15^\circ$,
- c) $k < 0,20$.

Definitivně bylo stanoveno $k_o = 0,22$, což znamená výběr největší hodnoty ze tří uvedených případů (hodnoty k se ostatně příliš neliší).

3.4 Stanovení přípustného adhezního tlaku na jedno zadní kolo Γ_y .

Veličina $\Gamma_y = Y_B/2G$ musí být porovnávána s únosností pneumatiky $\Gamma = Q/G$. Protože se Γ_y určuje pro práci na rovině, musí mít pneumatika jistou zálohu únosnosti pro práci na svahu, takže Γ má být o určité procento větší než Γ_y . Co do únosnosti pneumatik i co do způsobu využití lze traktory rozdělit do tří skupin:

kultivační traktory — K ,
 univerzální traktory — U ,
 těžké orební a dopravní traktory — OD .

Normální (Γ) a o 20 % zvýšené ($\Gamma_{\max}$) únosnosti jejich zadních pneumatik, vztažené na nejmenší provozní váhu traktoru, dosahují v průměru velikostí uvedených v tabulce II.

Jaké jsou v podstatě požadavky na únosnost zadních traktorových pneumatik?

Pneumatiky musí unést až 90 % provozní váhy traktoru (včetně traktoristy) a váhu neseného nářadí do svahu až 27 %. Provozní váhu traktoru je možno měnit závažími,

II. Únosnost zadních pneumatik

Druh traktoru	Průměr Γ	Průměr $\Gamma_{\max}$	Poznámka
K	0,36—0,45	0,43—0,54	$\Gamma = Q/G_{\min}$
U	0,45—0,55	0,54—0,66	
OD	0,65—0,75	0,78—0,90	

budkou a zvláštní výbavou. Vzhledem k nejmenší váze traktoru G_1 se K-traktor dotěžuje ca o 20 % ($m = G_2/G_1 = 1,2$), U-traktor o 40 % ($m = 1,4$) a OD-traktor o 50 % i více. Společně s nářadím ($\Gamma_n = 0,20$ pro nejmenší váhu traktoru) bývá dotížení K-traktoru až 40 %, U-traktoru až 60 %, OD traktoru 70 %. Z německých pramenů [8] vyplývá dotížení kolového traktoru až o 50–55 %. Požadavky na únosnost zadních pneumatik obvyklého kolového traktoru jsou sestaveny v tabulce III, která udává únosnosti vztažené na váhu traktoru.

III. Únosnost zadních pneumatik obvyklého kolového traktoru vztažená na jeho váhu

$\Gamma = Q/G$		Vztaženo na minimální váhu				Vztaženo na maximální váhu $G_2 = m \cdot G_1$			
$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 15^\circ$	druh K		druh U		druh K; $m = 1,2$		druh U; $m = 1,4$	
		abs.	%	abs.	%	abs.	%	abs.	%
Γ		0,49	100	0,49	100	0,48	100	0,46	100
	Γ_a	0,53	108	0,53	108	0,52	108	0,51	111

Bere-li se za základ 100% únosnost pneumatik při práci na rovině, pak v celém rozmezí možných vah traktorů je stoupnutí potřebné únosnosti při práci na svahu Γ_α / Γ vyjádřeno procentem 108–111. To obecně znamená, že pneumatiky traktoru s libovolným nářadím mají mít na rovině zálohu únosnosti v průměru 10 %, aby nebyly přetíženy na svahu. Adhezní tlak na jednom hnacím kole Γ_y smí mít tedy největší velikost:

$$\Gamma_y \leq \frac{\Gamma}{1,10} ; \text{ tj. } \frac{\Gamma_y}{\Gamma} \leq 0,91 \quad (20)$$

Symbol Γ znamená největší přípustnou únosnost pneumatiky při požadovaném laku vzduchu.

4. OBJEKTIVNÍ KRITÉRIUM K OCENĚNÍ AGREGACE

4.1 Je obvyklé, že nářadí nemůže vyhovět ideálním podmínkám. Od nářadí v ideální agregaci by se např. požadovala přílišná váha nebo neproveditelné vyložení těžiště. Aby se tyto obvyklé případy mohly ocenit absolutně i navzájem, musí se zavést vhodný způsob hodnocení vzhledem k ideálním podmínkám. Po úvahách bylo stanoveno, že nejvýhodnější je hodnocení nepřímé, tj. hodnocení pomocí veličin μ , k , Γ_y (Γ) na rozdíl od přímého hodnocení, např. uvažováním velikosti síly F , úhlu θ a souřadnice s_2 .

Při nepřímém hodnocení se zprvu hodnotí každá veličina samostatně pomocí míry dílčí nevhodnosti κ_i a potom se vypočte míra celkové nevhodnosti κ . Je-li $\kappa = 0$ (žádný trestný bod), umožňuje nářadí ideální vytížení traktoru.

Rovnice pro hodnocení mají stálý obecný tvar, takže konstanty lze popř. zjistit pro každý druh nářadí individuálně. Jistá univerzálnost je vždy vítána. Pokoušíme se o ni navržení konstant, zcela vyhovujících pro hodnocení jednotlivých druhů nářadí mezi sebou (např. pluh závěsný s neseným) a dávajících přijatelné absolutní porovnání i mezi různými druhy taženého nářadí (např. porovnání nesené plečky se závěsnými diskovými branami).

4.2 Kritérium hodnocení musí respektovat poměr důležitosti veličin μ , k , Γ_y . Za nej-důležitější z nich považujeme SVA μ (souvisí s tahovou účinností), téměř stejnou váhu má k (řiditelnost, bezpečnost práce), poněkud menší váhu má adhezni tlak Γ_y . Po úvaze byl stanoven poměr důležitosti 4 : 3 : 2. Všechny tři údaje jsou na sobě závislé a mají odlišnou podstatu. Celkové hodnocení může být proto uskutečněno jen odmocněním součtu čtverců dílčích hodnocení (tedy pomocí délky úhlopříčky v kvádru, jehož stěny mají délky rovné dílčím hodnocením). Žádáme dále, aby míra celkové nevhodnosti $\kappa \geq 1$ znamenala nepřípustnou kombinaci posuzovaných veličin. Velikosti dílčích nevhodností, jež spolu tvoří nepřípustnou kombinaci veličin, se naleznou takto:

$$\begin{aligned}\kappa_\mu : \kappa_k : \kappa_{\Gamma} &= 4a : 3a : 2a \\ 1 &= 16a^2 + 9a^2 + 4a^2; \quad a = 0,186\end{aligned}$$

Nepřípustné kombinaci tedy odpovídá: $\kappa_\mu = 0,744$; $\kappa_k = 0,558$; $\kappa_{\Gamma} = 0,372$.

4.3 Zásadou pro hodnocení je, že se porovnává konkrétní veličina s veličinou ideální, bezpečně stanovenou. Konkrétní veličiny se vypočtou podle těchto rovnic:

$$\begin{aligned}\mu &= \frac{\Psi_x \cdot (1 + f \cdot \operatorname{tg} \Theta) + f}{\lambda_b + \lambda_r \cdot f + s \cdot \Psi_x} \\ k &= \lambda_a - \lambda_r \cdot f - \Psi_x \cdot s \\ \Gamma_y &= \frac{1}{2}(\lambda_b + \lambda_r \cdot f + \Psi_x \cdot s)\end{aligned}$$

(O významech jednotlivých členů pojednává Doplněk 7.1)

Hodnocení jednotlivých veličin musí vystihnout jejich charakter (obr. 6).

4.4 Hodnocení μ

Vztažnou veličinou je dříve stanovené μ_o , jež odpovídá μ_{opt} pro pravděpodobné TAP. Protože tahová účinnost klesá na obě strany od SVA s postupně rostoucí směrnici [2], jsou hodnoty μ na obě strany od μ_{opt} rovnocenné. Výstižné je hodnocení parabolickou závislostí s počátkem při μ_o . Vhodný průběh má kvadratická parabola. Obecný vztah:

$$\kappa_\mu = a \left(\frac{\mu}{\mu_o} - 1 \right)^2 = a' (\mu - \mu_o)^2 \quad (21)$$

Podmínka pro konstantu: $\kappa_\mu = 0,744$ pro $\mu = 0,67$ ($< \mu_m$; $< \mu_{o100} - \text{Sp.2}$; $< \mu_{o20} - \text{Sp.1}$; $> \mu_{\max} - \text{Sp.2}$); $\mu_o = 0,53$. Vyjde hodnota $a' = 40$, resp. $a = \mu_o^2 \cdot a' = 11,2$.

$$\kappa_\mu = 40 (\mu - 0,53)^2 \quad (21a)$$

4.5 Hodnocení k

Vztažnou veličinou je dříve stanovené k_o . Zbytečný přebytek stability lze v dílčím hodnocení vyjádřit záporným znaménkem. Hodnoty k menší než 0,09 (k_x) nejsou přípustné ani jednotlivě. Výstižné je hodnocení hyperbolickou závislostí, která vystihuje progresivitu nevhodnosti nízkých velikostí k . Obecný vztah:

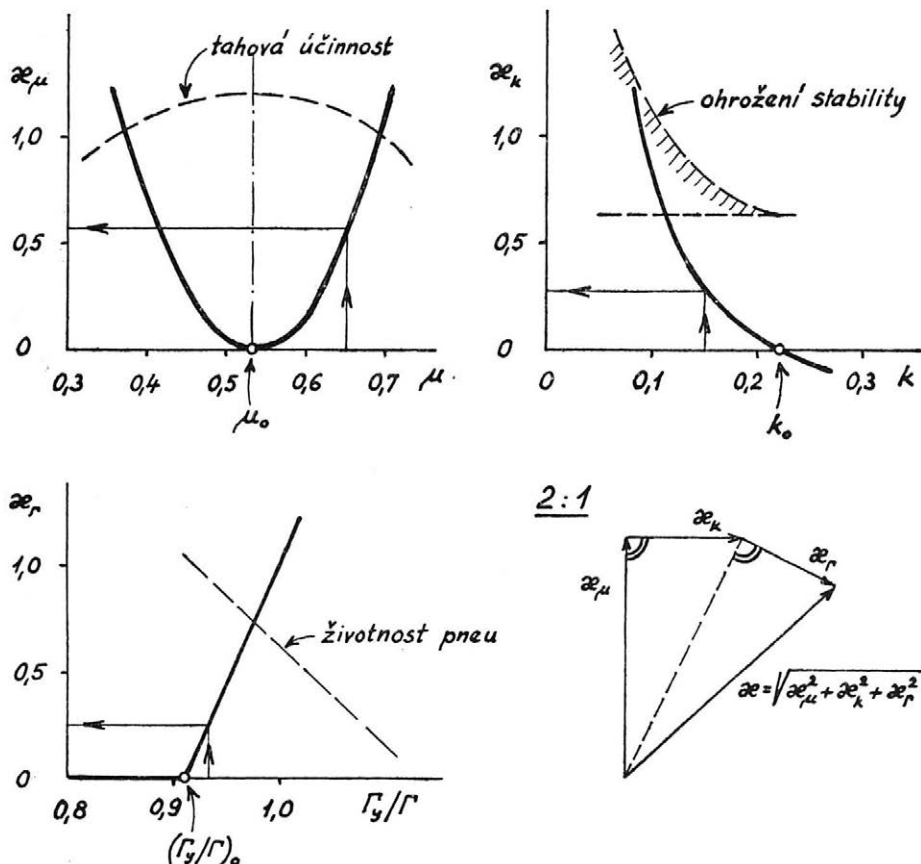
$$\kappa_k = \frac{a}{k/k_o} - b \quad (22)$$

Podmínky pro konstanty: $\kappa_k = 0,558$ pro $k = 0,12$ ($> k_x$); $\kappa_k = 0$ pro $k = k_o = 0,22$. Vyjdou hodnoty $0,22$ $a = 0,15$; $b = 0,69$.

$$\kappa_k = \frac{0,15}{k} - 0,69 \quad (22a)$$

4.6 Hodnocení Γ_y (zatižení pneumatiky)

Na rozdíl od předchozích dvou veličin nemůže být vztažná veličina definována stálou velikostí. Vztažnou veličinou je totiž žádaná únosnost zadní pneumatiky, vztažená na příslušnou váhu traktoru — veličina $\Gamma = Q/G$. Traktor musí být schopen pracovat s libovolným nářadím na svahu bez překročení únosnosti zadních pneumatik. Podle rovnice (20) vyhovuje tomuto požadavku traktor s poměrem $\Gamma_y / \Gamma \leq 0,91$. Přebytek únosnosti se nevyjádří záporným znaménkem jako při hodnocení k , nýbrž vždy nulou, protože



6. Způsob hodnocení dokonalosti agregace traktoru s nářadím pomocí veličin μ , k a Γ_y/Γ

ho nelze pokládat za nevýhodu. Hodnocení zatižení pneumatik nemá mít progresivní charakter, protože jednak nelze stanovit nebezpečnou mezní hodnotu jako u k , jednak životnost pneumatik klesá úměrně se stoupajícím přetížením. Výstižné je hodnocení lineární závislosti. Obecný vztah:

$$\kappa_{\Gamma} = a \frac{\Gamma_y}{\Gamma} - b \quad (23)$$

Podmínky pro konstanty: $\kappa_{\Gamma} = 0,372$ pro $\Gamma_y/\Gamma = 0,94$; $\kappa_{\Gamma} = 0$ pro $\Gamma_y/\Gamma = 0,91$. Vyjdou hodnoty: $a = 11$; $b = 10$.

$$\kappa_{\Gamma} = 11 \cdot \frac{\Gamma_y}{\Gamma} - 10 \quad (23a)$$

$$\text{Pro } \frac{\Gamma_y}{\Gamma} < 0,91 \dots \kappa_r \stackrel{!}{=} 0$$

4.7. Závěrečné hodnocení agregace pomocí míry celkové nevhodnosti se vy počte ze vzorce:

$$\kappa = \sqrt{\kappa_\mu^2 + \kappa_k^2 + \kappa_r^2} \quad (24)$$

Mez celkové nevhodnosti je vyjádřena hodnotou 1. To znamená, že žádná míra dílčí nevhodnosti nemůže být v kombinaci větší než 1. Přípustná míra celkové nevhodnosti je vyjádřena hodnotou 0,5. (Žádná míra dílčí nevhodnosti nemůže být v kombinaci větší než 0,5.) Charakteristické vlastnosti míry dílčí nevhodnosti κ_i uvádí tabulka IV.

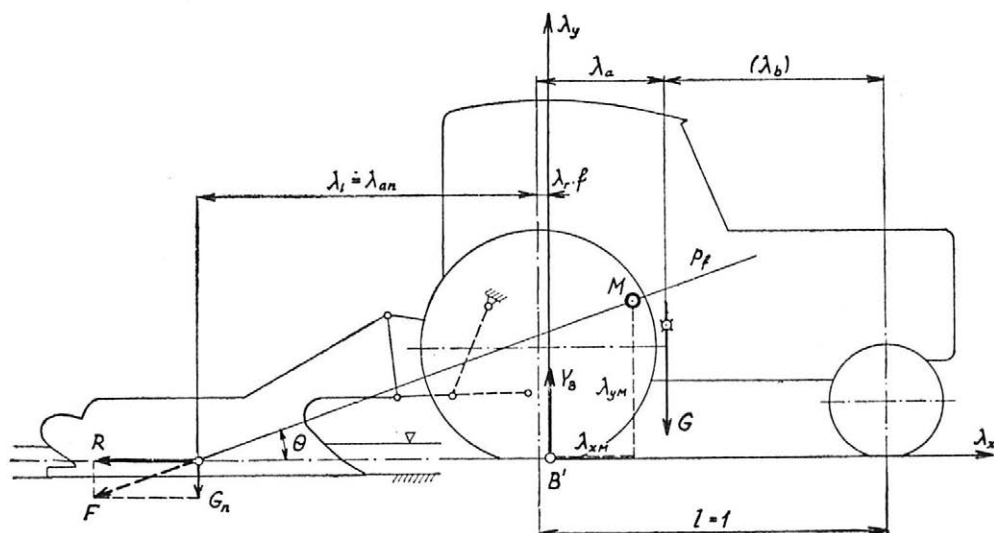
IV. Charakteristické velikosti míry dílčí nevhodnosti

κ_i	0,69	0,00	0,50	1,00
μ		0,53		
k	∞	0,22		
Γ_y/Γ	—	0,91	0,95 (5)	1,00

5. IDEÁLNÍ AGREGACE TRAKTORU S NESENÝM PLUHEM

5.1 Vhodnost teorie k řešení praktických problémů a jednoduchost výsledků prokáže na návrhu ideální agregace traktoru s neseným pluhem. Teorie umožňuje získat obecné grafické řešení jako jednoduchý diagram.

Schéma silového působení neseného pluhu na traktor zjednodušeně představuje obrázek 7. Pracovní odpor plužních těles považujeme v našem návrhu za vodorovný, což



7. Schéma traktoru s neseným pluhem

obecně není nutno předpokládat. Zadané veličiny: $\mu_o = 0,53$, $k_o = 0,22$ určují polohu ideálního závěsného bodu M pro parametr λ_a . Stálé hodnoty jsou $f = 0,10$ a $\lambda_r \cdot f = 0,03$. Za proměnné parametry považujeme: $\Psi_x = F_x/G = R/G$ a $\lambda_a = G_p/G$. Z nich síla Ψ_x ovlivňuje tyto veličiny: $\Gamma_y = Y_B/2G$; Θ ; $\Gamma_n = G_n/G$ a λ_l , (λ_{an}); parametr λ_a ovlivňuje tyto veličiny: λ_{xM} ; λ_{yM} a λ_l (λ_{an}). Obecné použité vztahy jsou:

$$\Gamma_y = \frac{\Psi_x + f \cdot k}{2(\mu - f)} \quad (6)$$

$$\Gamma_n = \Psi_x \operatorname{tg} \Theta = 2 \Gamma_y + k - 1 = \frac{\Psi_x + f - (1-k)\mu}{\mu - f} \quad (7), (8)$$

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{\Gamma_n}{\Psi_x} \text{ (pouze pro pluh)} = \frac{\Psi_x + f - (1-k)\mu}{\Psi_x(\mu - f)} \quad (8) \dots \text{(obecné)}$$

$$\lambda_{yM} = \frac{\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k}{\mu(1-k) - f} \quad (13)$$

$$\lambda_{xM} = (\mu - f) \cdot \lambda_{yM} \quad (12)$$

$$\lambda_l = \lambda_{an} = \frac{\lambda_{yM}}{\operatorname{tg} \Theta} - \lambda_{xM} - \lambda_r \cdot f = \frac{(\lambda_a - \lambda_r \cdot f - k) \cdot (\mu - f)}{\Psi_x + f - (1-k) \cdot \mu} \text{ (pouze pro pluh)}$$

5.2 Po dosazení hodnot se obdrží parametrické rovnice:

$$\Gamma_y = 1,16 \Psi_x + 0,03$$

$$\Gamma_n = 2,32 \Psi_x - 0,73$$

$$\operatorname{tg} \Theta = 2,32 - 0,73/\Psi_x$$

$$\Gamma_n = \operatorname{tg} \Theta = 0 \quad \text{pro } \Psi_x = 0,315$$

$$\lambda_{yM} = 3,20 \lambda_a - 0,80 (= 2,40 - 3,20 \lambda_b)$$

$$\lambda_{xM} = 1,37 \lambda_a - 0,34 (= 1,03 - 1,37 \lambda_b)$$

$$\lambda_{xM} = \lambda_{yM} = 0; \text{ pro } \lambda_a = 0,25$$

$$\lambda_l = \lambda_{an} = \frac{\lambda_a - 0,07 \Psi_x - 0,23}{2,32 \Psi_x - 0,73} \dots$$

pro souřadnice $[\Psi_x; \lambda_a]$ s parametrem λ_{an} — rovnice svazku přímek s průsečíkem při $\Psi_x = 0,315$; $\lambda_a = 0,25$.

Grafické znázornění rovnic, tj. řešení ideální agregace, je vyneseno na obrázku 8. Z diagramu vyplývá, že ideální poměry jsou prakticky dosažitelné v rozmezí tahových sil Ψ_x ca 0,35 — 0,40, kdy požadované Γ_n má celkem obvyklou velikost 0,08 — 0,20. Větší síly by si vyžádaly příliš těžkého nářadí. Vyhovující λ_{an} jsou přibližně 0,7 — 1,0 a λ_a ca 0,35 — 0,40; obě hodnoty jsou realizovatelné.

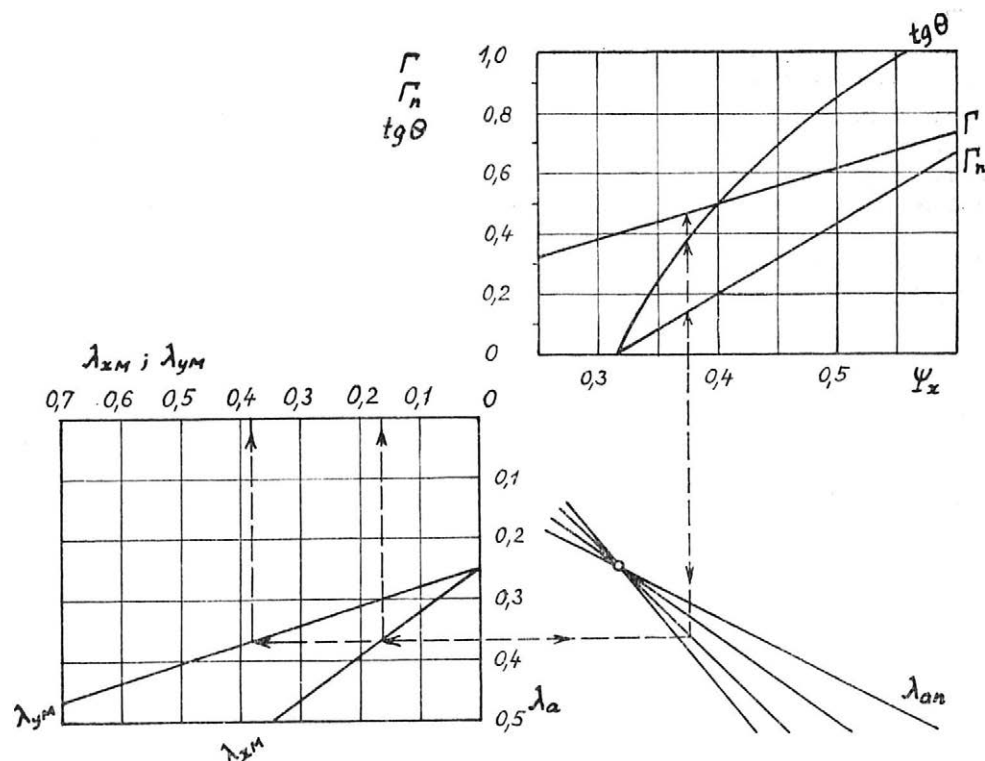
Dospěli jsme tak k nejdůležitějšímu závěru, že ideální agregaci je možno prakticky uskutečnit. Znamená to, že uvedenou teorii je možno nejen univerzálně použít k hodnocení agregace, nýbrž i při návrzích agregace traktoru alespoň s některými druhy taženého nářadí.

6. ZÁVĚR

Práce řeší obecně ideální spojení (agregaci kolového traktoru s nářadím vyžadujícím tahovou sílu. Pokladem jsou hlavně dřívější publikované práce autora o tahové účinnosti, řiditelnosti a stabilitě traktorů. Za ideální agregaci je považována ta, jež současně splňuje tři požadavky: hnací kola traktoru mají pracovat při optimálním využití adheze (s největší účinností), na předních kolech má být pouze nutná adhezní síla k zajištění řiditelnosti.

nosti traktoru, během provozu nesmí být překročena únosnost zadních pneumatik pro zvolený tlak vzduchu.

Teoretickým rozбором je prokázána existence ideálního závěsného bodu, kterým musí procházet výsledný silový účinek od nářadí na traktor. Velikost této tzv. ideální síly závisí na jejím směru a na přípustném zatížení zadních kol.



8. Diagram ke stanovení ideální agregace traktoru s neseným pluhem

Úvahou a počteně jsou určeny optimální hodnoty základních veličin, a to: vhodného součinitele využití adheze, potřebného procenta váhy traktoru na předních kolech (tyto dva údaje určují polohu ideálního závěsného bodu) a poměru přípustného zatížení zadního kola k únosnosti pneumatiky. Uvedené veličiny jsou využity k objektivnímu ocenění dokonalosti agregace. Vyvinutá metoda umožňuje hodnocení i různých druhů nářadí mezi sebou, protože dokonalost agregace hodnotí porovnáním s ideální agregací.

Teorii lze využít i pro návrhy spojení traktoru s nářadím. Na příkladu obecného návrhu spojení traktoru s neseným pluhem bylo prokázáno, že požadavky ideální agregace lze prakticky uskutečnit.

7. DOPLNĚK

7.1 Zobecněná statika traktoru

7.1.1 V uvedené práci je zaveden zobecněný souřadný systém, určující velikosti a smysly souřadnic, smysly úhlů i vektorů sil. Tento systém umožňuje přechod od některých rovnovážných výminek k rovnicím analytické geometrie. Pravoúhlý, souřadný systém

$(\lambda_x; \lambda_y)$ má počátek v bodě B' (viz obr. 1), kde působí normálová reakce Y_B . Je-li traktor v klidu, působí normálové reakce v bodech B , A a na jejich velikostech závisí poloha těžiště. Pohybuje-li se traktor, posouvají se normálové reakce o prakticky stejnou míru před středy kol. Obrázek 1 tedy předpokládá traktor v jízdě. Smysl a znaménko úhlu Θ odpovídá pravidlům analytické geometrie. V rovnicích se píší algebraické výrazy, což znamená, že je třeba jak rozměry, tak i směrnice úhlů dosadit se správným znaménkem.

7.1.2 Zobecnění statických výminek rovnováhy znamená jednak zobecnění rozměrů, jednak zobecnění sil.

7.1.2.1 Základní rozměry traktorů jsou si podobny. Nejvhodnějším měřítkem podobnosti je rozvor, který je u určitého traktoru obvykle neměnný. Má-li rozvor l velikost „jedna“, vyjádří se poloměr hnacích kol traktoru velikostí asi 0,3, výška tažné lišty bývá 0,18 až 0,25 apod. Obecný rozměr x vztažený na rozvor l se označuje symbolem $\lambda_x = x/l$. Tak vznikají označení $\lambda_a, \lambda_b, \lambda_c, \lambda_r, \lambda_h, \lambda_l$ (obráz. 1) pro tzv. jednoduché rozměry. Tak zvané složené rozměry s a s_2 jsou definovány pomocí rovnice nositelky tahové síly p_f :

$$p_f = \lambda_y - \operatorname{tg} \Theta \cdot \lambda_x - s_2 = 0$$

takže

$$s_2 = \lambda_y - \operatorname{tg} \Theta \cdot \lambda_x \quad (25)$$

a vzhledem k obrázku 1

$$s = s_2 + l \cdot \operatorname{tg} \Theta = \lambda_y + \operatorname{tg} \Theta (1 - \lambda_x) \quad (26)$$

Jsou-li známy souřadnice bodu $N [\lambda_{xN}; \lambda_{yN}]$ a směr Θ síly F , budou rozměry s_2 a s rovny:

$$s_2 = + \lambda_{yN} - (+ \operatorname{tg} \Theta) \cdot (- \lambda_{xN}) = \lambda_{yN} + \operatorname{tg} \Theta \cdot \lambda_{xN}$$

$$s = \lambda_{yN} + \operatorname{tg} \Theta (1 + \lambda_{xN})$$

Pro závěsný bod $H [\lambda_l; \lambda_h]$ se obdrží:

$$s_2 = \lambda_h + \operatorname{tg} \Theta (\lambda_l + \lambda_r \cdot f)$$

$$s = \lambda_h + \operatorname{tg} \Theta (1 + \lambda_l + \lambda_r \cdot f)$$

7.1.2.2 Silové účinky se do schémat obvykle zakreslují ve skutečné velikosti, avšak v rovnicích se vztahují na váhu traktoru jako na základní silový údaj. To je zvláště výhodné u tahové síly, která vztažena na váhu traktoru se nazývá měrná tahová síla $X_x = P_H/G = F_x/G$ a souvisí zcela jednoznačně s SVA, obecnými rozměry traktoru a se součinitelem valení f takto:

$$\psi_x = \frac{\mu (\lambda_b + \lambda_r \cdot f) - f}{1 + f \cdot \operatorname{tg} \Theta - \mu \cdot s} \quad (27)$$

(odvození viz 7.1.4)

Jelikož SVA souvisí s prokluzem traktoru, je vytvořeno spojení mezi silovými účinky na traktor, prokluzem a tahovou účinností. Lze např. pro určitou podložku a typické uspořádání traktoru stanovit, že při 20% prokluzu je měrná tahová síla rovna 40% jeho váhy.

Moment obecné síly F k bodům A' , resp. B' , se nevjadřuje jako součet momentů jejích složek ve směrech souřadných os, nýbrž jako součin vodorovné složky síly F_x a složeného rozměru s , resp. $s_2 \dots (F_x \cdot s)$, resp. $(F_x \cdot s_2)$.

Podle potřeby lze analyticky stanovit smysly jak sil, tak i momentů. Kladné smysly sil se rozumí ve směru kladných souřadných os. Kladný moment točí ve směru hodino-

vých ručiček. Složky síly P_1 mají např. tyto smysly $\dots P_x \equiv P_H = P \cdot \cos(\pi - \Theta) = -P \cdot \cos \Theta$ (záporná); $P_y = P \cdot \sin(\pi - \Theta) = +P \cdot \sin \Theta$ (kladná).

Smysly momentů síly F k bodům B' , resp. A' , se zjistí pomocí rozměrů s_2 , resp. s , jež přísluší její nositelce p_f , a to podle znamének součinů $F_x \cdot s_2$, resp. $F_x \cdot s$.

7.1.3 Při dřívějších silových řešeních se normálové reakce na kola přesouvaly do středů kol a pro kompenzaci se musel zavádět moment odporu valení M_f . U nově použitého souřadného systému zůstávají tyto reakce jako ve skutečnosti v bodech A' a B' . Řešení není složitější a je naopak přesnější. Normálové reakce se při pohybu posouvají před středy kol o míry:

$$r_B \cdot f_B \dots Y_B; \quad r_A \cdot f_A \dots Y_A$$

Podle závěrů McKibbena-Davidsona [6] platí pro součinitel valení zemědělských pneumatik na usmykované půdě, resp. betonu, vztahy typu $f = \text{konst. } r^{-m}$, kde $m = 0,8$, resp. $1,0$.

Součin poloměru kola a součinitele valení zůstává prakticky konstantní:

$$r \cdot f = r_A \cdot f_A = r_B \cdot f_B \quad (28)$$

tj. míry předsunutí normálových reakcí na předních i zadních kolech jsou stejné, takže i vzdálenost bodů $A' B'$ je rovna $l = 1$. Součinitel valení f se změří pro celý traktor, který má větší díl váhy na zadních kolech. Proto se doporučuje brát: $r \cdot f = r_B \cdot f$; $\lambda_r \cdot f = \frac{r_B \cdot f}{l}$ má obvykle velikost 0,03.

7.1.4 Všechny výrazy používané v zobecnělé statice mají logický smysl. Tabulka V uvádí významy některých základních výrazů.

Příklady sestavení rovnic:

- a) Logická podmínka: adheze na zadních kolech se zvětšuje pohybem traktoru a účinkem momentu vnější síly

$$\text{Zápis rovnicí:} \quad 2 I_y = \lambda_b + \lambda_r \cdot f + \Psi_x \cdot s$$

- b) Logická podmínka: tečná síla přemáhá tahovou sílu a odpor valení

$$\text{Zápis rovnicí:} \quad 2 I_y \cdot \mu = \Psi_x + f(1 + \Psi_x \cdot \text{tg } \Theta)$$

Vyloučením členu $2 I_y$ z napsaných dvou rovnic se snadno odvodí vztah (27), uvedený ve stati 7.1.2.2.

7.2 Údaje o „obvyklém“ traktoru a nářadí a vzorce použité při kontrole nebo návrhu nejvhodnějších veličin μ , k a I_y .

7.2.1 Parametry traktoru a nářadí, jakož i další údaje, jsou tyto:

$\lambda_b = 0,63$ ($\lambda_a = 0,37$); $\lambda_c = 0,40$; $\lambda_l \doteq \lambda_{an} = 0,77$; $\lambda_h = 0,25$; $I_y = 0,47$; $\Psi_x = 0,38$; $\text{tg } \Theta = 0,40$; $I_n = 0,14$; $f = 0,10$; $\lambda_r \cdot f = 0,03$; $s = 0 + 0,40(1 + 0,77 + 0,03) = 0,72$; $\mu^* = 0,50$ (součinitel bočního lpění předních kol); $f_A = 0,15$ (součinitel valení předních kol); $\omega_1 = 20^\circ$ (úhel pootočení předních kol).

7.2.2 Kontrola uvažovaného SVA byla provedena takto:

Traktor pracuje na rovině při SVA μ s tahovou silou Ψ_x , jež je určena vztahem (27). Při jízdě do svahu α stoupne SVA na hodnotu μ_α :

$$\mu_\alpha = \frac{(\Psi_x)_\alpha \cdot (1 + f \cdot \text{tg } \Theta) + f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{(\lambda_b + \lambda_r \cdot f) \cdot \cos \alpha + \lambda_c \cdot \sin \alpha + \Psi_x \cdot s} \quad (29)$$

V. Významy některých základních výrazů

Výraz	Význam	Zápis
1	váha traktoru*)	G/G
$\lambda_a (\lambda_b)$	statická váha na přední nápravě (na zadní nápravě*)	$G_p/G;$ (G_z/G)
$\lambda_r.f$	odlehčení předku (přetížení zadku) při jízdě bez tahové síly*)	$\Delta G_{p1}/G;$ $\Delta G_{z1}/G$
$s_2 (s)$	odlehčení předních kol (přetížení zadních kol) traktoru, vztažené na jednotku síly F_x	$\Delta G_p/F_x;$ $(\Delta G_z/F_x)$
$\Psi_x.s_2 (\Psi_x.s)$	odlehčení předních (přetížení zadních) kol vlivem tahové síly*)	$\Delta G_{p2}/G;$ $(\Delta G_{z2}/G)$
$f(1 + \Psi_x.tg \Theta)$	síla odporu valení*)	P_f/G
k	žádaná adheze na předních kolech*)	Y_A/G
Γ_y	normálová reakce na jednom hnacím kole*)	$Y_B/2G$
μ	SVA, tečná síla vztažená na normálovou reakci na hnacím kole	P_T/Y_B
$2 \Gamma_y.\mu$	tečná síla při žádaném SVA*)	$P_T/G = \frac{\mu.Y_B}{G}$
Γ	únosnost jedné pneumatiky*)	Q/G
Γ_n	váha nářadí*)	G_n/G

*) Vztaženo na váhu traktoru G

Tahová síla na svahu stoupne proti rovině přibližně o sinovou složku váhy nářadí, tj. na velikost:

$$(\Psi_x)_\alpha = \Psi_x + (G_n/G).\sin \alpha = \Psi_x + \Gamma_n.\sin \eta$$

U neseného nářadí se Θ na svahu zmenšuje. Proto lze odhadnout, že součin $\Psi_x.s$ se přibližně nezmění. Otázkou je, na jakém svahu bude $\mu_\alpha = \mu_m$, je-li na rovině $\mu = \mu_o$. Tento provozně možný svah se zjistí úpravou a společným řešením rovnic (27) a (29):

$$\cos \alpha = \frac{ac + b.\sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{a^2 + b^2} \quad (30)$$

$$a = \mu_\alpha (\lambda_b + \lambda_r.f) - f$$

$$b = 1 + \Gamma_n (1 + f.tg \Theta) - \mu_\alpha . \lambda_c$$

$$c = [\mu_o (\lambda_b + \lambda_r.f) - f] . \frac{1 + f.tg \Theta - \mu_\alpha . s}{1 + f.tg \Theta - \mu_o . s}$$

Možné zrychlení traktoru při zatížení tahovou silou se zjistí podle přibližného vztahu:

$$a \doteq 2 \Gamma_y \cdot (\mu_m - \mu_o) \cdot \frac{g}{1 + \Gamma_n} \quad (31)$$

7.2.3 Výpočet součinitele $k = Y_A/G$ pro určené tři případy:

a) řiditelnost s neseným nářadím;

$$k = (1 + \Gamma_n) \cdot \frac{\Psi_x \cdot \lambda_l^2 \cdot \operatorname{tg} \omega_1}{\mu^* - f_A \cdot \operatorname{tg} \omega_1} \quad (32)$$

b) stabilita při dopravě neseného nářadí:

$$\alpha = 0^\circ; k = (\lambda_a - \lambda_r \cdot f) - \Gamma_n (\lambda_{an} + \lambda_r \cdot f) \quad (33)$$

$$\alpha > 0^\circ; k_\alpha = k \cdot \cos \alpha - \lambda_c \cdot (1 + \Gamma_n) \cdot \sin \alpha \quad (34)$$

c) stabilita a řiditelnost se závěsným nářadím na svahu:

$$k = \frac{k_\alpha + \lambda_c \cdot \sin \alpha - \lambda_n (\sin \alpha + \mu_\alpha \cdot k_\alpha)}{(1 - \mu_\alpha \cdot \lambda_h) \cdot \cos \alpha} \quad (35)$$

7.2.4 Výpočet požadované únosnosti pneumatik, vztažené na provozní váhu traktoru:

$$\Gamma = \frac{1}{2} (1 - k + \Gamma_n) \quad (36)$$

$$\Gamma_\alpha = \frac{1}{2} (\cos \alpha - k_\alpha + \Gamma_n \cdot \cos \alpha) \quad (37)$$

Seznam použitých označení

1. Síly a váhy

Absolutní velikost (kp)	Význam	Vztaženo na váhu traktoru G
F	výsledný silový účinek na traktor	Ψ
F_x, F_y	složky síly F do směrů souřadných os (x, y)	$\Psi_x; \Psi_y$
G	provozní váha traktoru	1
G_n	váha nářadí	Γ_n
P_f	odpor valení traktoru	$f(1 + \Psi_x \cdot \operatorname{tg} \Theta)$
P_T	obvodová (tečná) hnací síla	—
Q	únosnost pneumatiky	Γ
Q_α	únosnost požadovaná na svahu	Γ_α
Y_A	normálová reakce na předních kolech traktoru	k
Y_B	normálová reakce na zadních kolech traktoru	Γ_y

2. Rozměry

Absolutní velikost (m), (mm)	Význam	Vztaheno na rozvor traktoru 1
$x; y$	obecné souřadnice	$\lambda_x; \lambda_y$
$x_M; y_M$	souřadnice bodu M	$\lambda_{xM}; \lambda_{yM}$
$a; (b)$	vzdálenost těžiště traktoru od středu zadních (předních) kol	$\lambda_a; (\lambda_b)$
c	výška těžiště traktoru nad podložkou	λ_c
l	rozvor traktoru	1
l_H	vodorovná vzdálenost závěsného bodu od středu zadních kol	λ_l
h_H	výška závěsného bodu nad podložkou	λ_h
r_A	účinný poloměr předních kol	λ_{rA}
r_B	účinný poloměr zadních kol	$\lambda_{rB} = \lambda_r$
$r_B \cdot f$	míra předsunutí normálové reakce před střed kola traktoru	$\lambda_r \cdot f$
	$\lambda_y - \operatorname{tg} \Theta \cdot \lambda_x$ (viz kap. 7. 1. 2. 1)	s_2
	$\lambda_y + \operatorname{tg} \Theta \cdot (1 - \lambda_x)$	s
a_n	vyložení těžiště nářadí vzhledem k ose zadních kol traktoru	λ_{an}
—	poloměr kružnice	λ_Q

3. Různé

Označení	Význam
$SVA; \mu$	součinitel využití adheze P_T/Y_B
μ_{opt}	hodnota SVA při max. tahové účinnosti
μ_m	hodnota SVA při prokluzu 20 %
μ_{max}	max. hodnota SVA při vyhovující tahové účinnosti
μ_o	hodnota SVA, použitá k hodnocení agregace
μ^*	součinitel bočního lpění předních kol
δ	absolutní prokluz
δ_{opt}	hodnota prokluzu při max. tahové účinnosti
k	podíl váhy traktoru na předních kolech
k_x	podíl váhy traktoru na předních kolech na svahu α
k_o	žádaný podíl váhy traktoru na předních kolech, použitý k hodno- cení agregace
f	součinitel valení
α	úhel svahu
Θ	úhel působení vnější síly na traktor
Θ_o	směrnice přímky p_μ
γ	reciproká hodnota směrnice přímky p_k
m	poměr změněné váhy traktoru k váze původní
p_f	nositelka vnější síly, působící na traktor

p_{μ}	пřímka — geometrické místo bodů M pro $\mu = \text{konst.}$
$p_{k_i} (p_{\lambda})$	пřímka — geometrické místo bodů M pro $k, (\lambda_a) = \text{konst.}$
M	ideální závěsný bod na traktoru
κ	мíра celkové nevhodnosti
$\kappa_{\mu}, \kappa_{k_2}, \kappa_r$	мíры dílčí nevhodности pro veličiny $\mu, k, \Gamma_y/\Gamma = Y_B/2Q$

Došlo dne 5. 4. 1965

Literatura

1. Grečenko A.: Vliv konstrukčních parametrů kolových traktorů na jejich tahové a ekonomické vlastnosti. Sborník ČSAZV Mechanizace a elektrifikace zemědělství, Praha, č. 5, 1955. — 2. Grečenko A.: O vztazích mezi konstrukčními parametry kolových traktorů a jejich tahovou účinností. Sborník ČSAZV-Mechanizace a elektrifikace zemědělství, č. 4, 1958. — 3. Grečenko A.: Řiditelnost a stabilita kolových traktorů. Sborník ČSAZV-Zemědělská technika, č. 6, 1961. — 4. Grečenko A.: Kolové a pásové traktory. SZN, Praha 1963. — 5. Kuczewski J.: Untersuchung der Kräfte in dem Dreipunkt-Anbausystem im Bezug auf die Exploitation-Eigenschaften des Schlepperaggregates (polsky). Maszyny rolnicze, Wydawatelství technických časopisů, Varšava, č. 8, 1962. — 6. McKibben E. G., Davidson J. B.: Effect of Outside and Cross-sectional Diameters on the Rolling Resistance of Pneumatic Implement Tires. Agricultural Engineering, ASAE, č. 2, 1940. — 7. Skalweit H.: Einfluß der Pflugkräfte auf Schlepper mit Dreipunktaufhängung. Landtechnische Forschung, Verlag Neureuter, Mnichov, č. 5, 1955. — 8. Skalweit H.: Reifenbelastung bei Schleppern durch Hochanbaugeräte und Sattelwagen. Landtechnik, č. 6, 1959. — 9. Souček Z.: Silové poměry hydrauliky traktoru s neseným pluhem. Sborník ČSAZV-Mechanizace a elektrifikace zemědělství, č. 6, 1955 a č. 2, 1956.

Идеальная агрегация колесного трактора с орудиями, требующими тягового усилия

В работе решается идеальная связь (агрегация) колесного трактора с орудиями, требующими тягового усилия. Основой, главным образом, являются ранее опубликованные работы автора по коэффициенту полезного действия, управляемости и устойчивости трактора. Идеальной агрегацией считается та, которая одновременно удовлетворяет три требования: ведущие колеса трактора должны работать при оптимальном использовании сцепления (с максимальным к. п. д.) на передних колесах должен быть только необходимый вес для обеспечения управляемости трактора, во время работы не должна быть превышена грузоподъемность задней шины для выбранного давления воздуха.

Путем теоретического анализа было доказано существование идеальной навесной точки, через которую должна проходить результирующая тяговая сила от орудия к трактору. Величина этой так называемой идеальной тяговой силы зависит от ее направления и от допустимой загрузки задних колес.

В результате рассуждений и вычислений были найдены оптимальные показатели основных величин, а именно: соответствующий коэффициент использования сцепления, необходимый процент веса трактора на передних колесах (эти два показателя определяют положение идеальной навесной точки) и отношение допустимой загрузки задних колес к грузоподъемности шины. Приведенные величины использованы для объективной оценки правильности агрегации. Разработанный метод дает возможность оценить и разные виды орудий, так как совершенство агрегации оценивается путем ее сравнения с идеальной агрегацией.

Эту теорию можно применить и для проекта агрегации трактора с орудием. На примере общего проекта агрегации трактора с навесным плугом доказано, что требования идеальной агрегации практически осуществимы.

Ideal Connection of Wheel Tractor with Implements Requiring Traction Effort

The study concerns a general solution of the problem of an ideal connection of a wheels tractor and an implement requiring traction effort. The study is based on former publications of the author concerning traction efficiency, manoeuvrability

and stability of tractors. A connection is considered as ideal when it answers the following three requirements: driving wheels are working with a favourable coefficient of traction (with maximum efficiency), front wheels should be properly loaded to ensure the manoeuvrability of the tractor only, loading capacity of the rear tyres must not be exceeded for a chosen air pressure.

A theoretical analysis proves the existence of an ideal hitch point which must be passed through by the resulting force from the implement to the tractor. The magnitude of this so-called ideal force depends on its direction, and on the loading capacity of the rear wheels.

Optimal values of basic characteristics, viz. proper coefficient of traction, required percentage of tractor load on front wheels (these two values determine the position of the ideal hitchpoint), and the ratio of the existing rear wheel load to loading capacity of the tyres, are established by consideration and calculation. The mentioned values are used for an objective evaluation of the perfection of the aggregation. The method makes possible a comparative evaluation of various types of implement as it compares a given aggregation with the ideal one.

The theory is possible to be used also for designing implement hitches to the tractor. An example of a general design of an aggregation of the tractor with the mounted plough proves that the requirements of an ideal aggregation are practicable.

Ideale Verbindung eines Radschleppers mit dem die Zugkraft erfordernden Gerät

Die Arbeit löst im allgemeinen die ideale Verbindung (Aggregation) eines Radschleppers mit dem die Zugkraft erfordernden Gerät. Die Unterlage bilden die hauptsächlich früher herausgegebenen Arbeiten des Verfassers über den Wirkungsgrad des Schleppers, Lenkbarkeit und Stabilität. Für eine ideale Aggregation wird diejenige gehalten, die gleichzeitig drei Anforderungen entspricht: die Antriebsräder des Schleppers sollen bei optimalem Kraftschlußbeiwert (mit größter Wirksamkeit) arbeiten, an den Vorderrädern soll nur die notwendige Adhäsionskraft zur Sicherung der Lenkbarkeit des Schleppers bestehen, während des Betriebes darf die Tragfähigkeit der Hinterräder bei gewähltem Luftdruck nicht überschritten werden.

Durch theoretische Analyse wird die Existenz eines idealen Kopplungspunktes, durch welchen die resultierende Kraftwirkung vom Gerät auf den Schlepper durchgehen muß, bewiesen. Die Größe dieser sog. Idealkraft hängt von ihrer Richtung und von der zugelassenen Belastung der Hinterräder ab.

Die Optimalwerte der wichtigsten Größen werden durch die Erwägung sowie rechnerisch bestimmt. Es sind dies: der geeignete Kraftschlußbeiwert, das notwendige Prozent des Schleppersgewichtes an den Vorderrädern (diese zwei Angaben bestimmen die Lage des idealen Kopplungspunktes) und das Verhältnis der zulässigen Belastung des Hinterrades zur Tragfähigkeit des Reifens. Die angeführten Werte werden zur objektiven Bewertung der Vollkommenheit der Verbindung ausgenützt. Die entwickelte Methode ermöglicht auch die Bewertung von verschiedenen Gerätearten untereinander, da sie die Vollkommenheit der Verbindung (Aggregation) durch den Vergleich zur idealen Verbindung beurteilt.

Diese Theorie kann auch für Vorschläge der Verbindung des Schleppers mit dem Gerät ausgenützt werden. An einem Beispiel des allgemeinen Vorschlages der Verbindung von Schlepper mit Anbaupflug wurde bewiesen, daß die Anforderungen einer idealen Aggregation praktisch durchführbar sind.

Doc. inž. Alexandr Grečenko, CSc.

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

■ Volné ustájení skotu má proti jiným způsobům ustájení odlišné a specifické podmínky. Tyto okolnosti podstatně ovlivňují celkovou technologii, která pak vyžaduje řešení odpovídající mechanizace. Z pracovních operací, které mají při volném ustájení zcela odlišné technologické postupy, jsou to v první řadě práce s hnojem, speciálně pak práce související s odstraňováním hluboké podestýlky z lehárny.

Tato pracovní operace, k níž je nutno vyřešit účelnou a komplexní mechanizaci, vykazuje na druhé straně příznivé ekonomické parametry, z nichž některé jsou uvedeny v tabulce I a v tabulce II.

Uvedené skutečnosti spolu s nízkým stupněm mechanizace (i v zahraničí), dále pak rychlá výstavba stájí u nás (zejména pro mladý skot) řadí tuto problematiku na jedno z nejdůležitějších míst v zemědělské technice a vyžadují komplexní vyřešení technologie a mechanizace práce s hnojem při volném ustájení.

Vlastní řešení celkové problematiky však vyžadovalo nejdříve prozkoumat a vyřešit některé základní otázky, které by měly bezprostřední vliv na výzkum mechanizovaných procesů při odstraňování hnoje z volných stájí.

POSTUP ŘEŠENÍ

Při volném ustájení skotu ve srovnání s ustájením vazným je nutno vykonávat specifické a odlišné technologické úkony. Hluboká podestýlka je v podstatě nejen prostor, na kterém zvířata stojí a lehají, ale je současně i skládkou hnoje.

Přitom je nutno zdůraznit, že co do obsahu živin je hnuj z hluboké podestýlky vysoce

I. Srovnání potřeby času na hlavní práce v mechanizované a nemechanizované volné stáji

Pracovní operace	Potřeba práce v %	
	volná stáj bez mechanizace	volná stáj mechanizovaná
Krmení	100	60
Shrňování výkalů	100	47
Odstraňování hnoje z lehárny	100	34
Dojení	100	80

II. Srovnání potřeby času na různé práce v moderní vazné stáji a mechanizované volné stáji

Pracovní operace	Potřeba práce v %	
	vazné ustájení	volné ustájení
Krmení	100	68
Podestýlání	100	72
Odstraňování hnoje	100	47
Dojení	100	87

kvalitní, a to zastoupením dusíku, vápníku, draslíku a kyseliny fosforečné. Srovnání obsahu živin v hnoji z hluboké podestýlky a z ostatních hnojišť je zřejmé z diagramu na obrázku 1.

Hluboká podestýlka vznikne v lehárně volné stáje pro skot tak, že se denně přistýlá, nejčastěji na celou plochu lehárny, aniž se hnůj vyváží. Tím stále narůstá vrstva hnoje. Vzniká tedy první zásadní otázka, a to jak často hnůj z podestýlky odvážet. Další otázkou, kterou je nutno vysvětlit, je stanovení množství hnoje v lehárně a zejména stanovení doby potřebné k vyklízení hnoje z hluboké podestýlky.

PERIODIČNOST VYKLÍZENÍ HNOJE Z HLUBOKÉ PODESTÝLKY

Periodičnost vyklízení hnoje z hluboké podestýlky je charakterizována počtem dní n , které uplynou od jednoho vyklízení ke druhému. Hnůj je tedy po dobu n dní na hluboké podestýlce skladován.

Tato doba se vypočítá ze vztahu

$$F_h \cdot c \cdot \gamma = g \cdot n \quad (1)$$

z toho

$$n = \frac{F_h \cdot c \cdot \gamma}{g} \text{ (den)} \quad (2)$$

kde: F_h = plocha lehárny na 1 kus (m^2)
 c = výška vrstvení hnoje (m)
 γ = měrná hmotnost hnoje ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
 g = denní produkce od jednoho kusu ($\text{kg} \cdot \text{den}^{-1}$)

Vezmou-li se za základ průměrné hodnoty experimentálně zjištěných údajů, bude

$$F_h = 4 \div 5 \text{ m}^2 \text{ (pro VDJ)}$$

$$c = 0,74 \div 1 \text{ m}$$

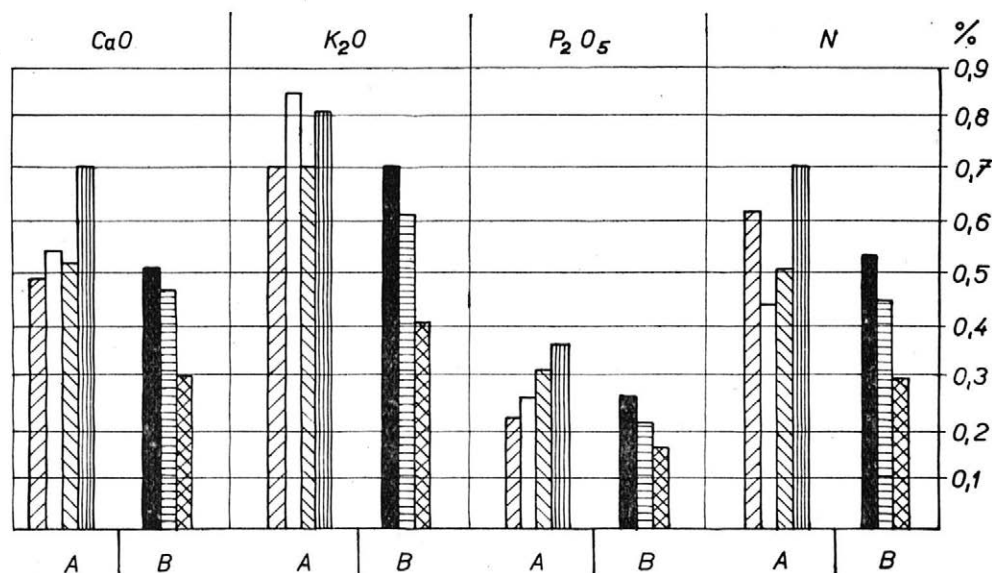
Dále bude platit

$$\gamma \geq \gamma_h \quad (3)$$

kde: γ_h = měrná hmotnost slehlého hnoje na běžných hnojištích a je
 $\gamma_h = 800\text{—}900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Zjišťovaná měrná hmotnost hnoje z hluboké podestýlky je v průměru:

$$\gamma = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$



1. Srovnání živin v chlévském hnoji

A – hnůj z hluboké podestýlky

B – hnůj uložený na hnojišti

-  – hnůj z volné stáje dojnic VÚZT Řepy (duben–květen 1958)
-  – hnůj z volné stáje dojnic VÚZT Řepy (prosinec 1958)
-  – hnůj z volné stáje mladého skotu VÚZT Řepy (prosinec 1958)
-  – hnůj z volné stáje – údaje podle prof. Duchoně
-  – hnůj po tříměsíčním až pětíměsíčním dobrém uložení
-  – hnůj při dobrém krmení
-  – hnůj hušený

Denní produkce hnoje g od jednoho kusu se běžně počítá:

$$g = 35 \text{ kg} \cdot \text{den}^{-1}$$

při slamatosti 10 %.

Ve volné stáji vzniká větší spotřeba steliva, naproti tomu se však část produkce výkalů dostane na zpevněné denně čistěné plochy (výběhy, krmiště, dojírna apod.). Pro tento výpočet je možno za základ uvažovat produkci hnoje od zvířat pasených na pastvě; z toho lze odvodit, že denní produkce ve stáji je asi o třetinu menší. Tato úvaha potvrzuje po experimentálním ověření, že produkce výkalů (bez slámy) je 31,5 kg denně, z toho případně na lehárnu 21 kg a 7 kg slámy. Bude platit:

$$g = 28 \text{ kg} \cdot \text{den}^{-1}$$

Dosažením těchto hodnot do rovnice (2) bude počet dní

$$n = 107 \div 179$$

podle toho, dosazují-li se na F_h a c hodnoty minimální nebo maximální.

STANOVENÍ MNOŽSTVÍ HNOJE V LEHÁRNĚ

Váhové množství hnoje v lehárně volné stáje G_h před vyvážením závisí na půdorysné ploše lehárny, výšce navrstveného hnoje a měrné hmotnosti hnoje. Platí tedy vztah

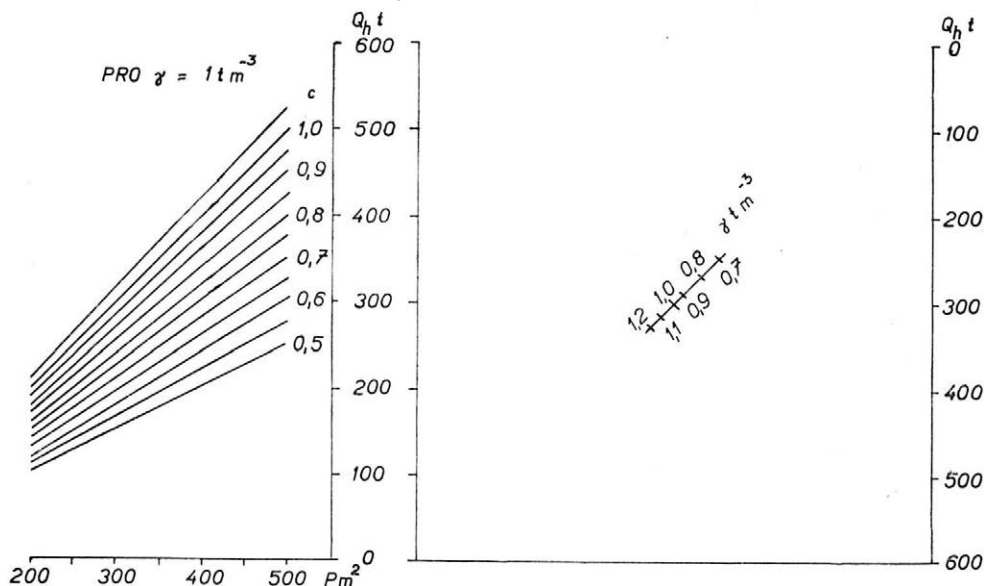
$$G_h = a \cdot b \cdot c \cdot \gamma \quad (\text{kg}) \quad (4)$$

kde: a = šířka stáje (m)

b = délka stáje (m)

c = průměrná výška vrstvy hnoje (m)

γ = měrná hmotnost hnoje (kg m^{-3})



2. Sdružený nomogram pro výpočet váhového množství hnoje

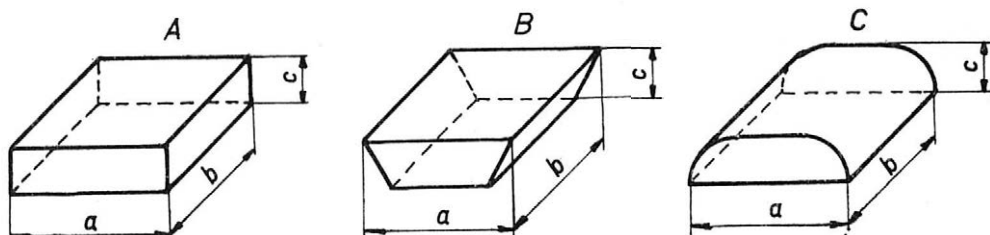
Ze sdruženého nomogramu na obrázku 2 lze přímo zjistit váhové množství hnoje G_h při různé velikosti leháren, tj. při jejich různých půdorysných rozměrech, výšce navrstvení a měrné hmotnosti hnoje. Přitom se vychází z rozměrů běžných v praxi od minimálních k maximálním hodnotám. Výpočet podle rovnice (4) však není zcela přesný.

Množství hnoje v lehárně je totiž o něco menší, neboť předpoklad pro výpočet sdruženého nomogramu, že tvar prostoru vyplněného v lehárně hnojem je nízký plochý kvádř (obr. 3A), neodpovídá skutečným poměrům.

Hnůj se ukládá v lehárně na zahlobbeném dně se sešikmenými okraji (obr. 3B) nebo na plochem spodku tak, že narůstá nad úroveň (obr. 3C). Je přirozené, že v obou těchto případech nejsou boky tvaru hnoje svislé, nýbrž šikmé. Pro výpočet množství hnoje v lehárně neplatí tedy přesně ani vztah (4).

Další postup je nutno upravit podle toho, k jakému účelu se výsledku použije. Slouží-li jako podklad k stanovení potřebné výkonnosti nakládacího stroje, pak je možno spokojit se s množstvím hnoje G_h stanoveným podle rovnice (4), neboť, jak bylo pokusy dokázáno

(tabulka III), výkonnost nakládacích strojů se snižuje při vybírání hnoje právě v těchto okrajových partiích lehárny, a to vlivem jeho zmenšené vrstvy. Při úpravě vypočteného množství hnoje v lehárně podle tvarů vrstvy je nutno později částečně upravit i výpočet výkonu nakládacího stroje pro práci na okrajových vrstvách, aby celkový čas vyvážení hnoje vyšel přesně. Ponechá-li se však vypočtené množství hnoje bez opravy (na velikosti G_h), není zapotřebí ani poměrně složité úpravy výpočtu výkonu nakládače, přičemž celkový čas vyklízení hnoje vyjde správně.



3. Tvary vrstvy hnoje v lehárně volné stáje

III. Výsledky zjišťování výkonnosti buldozeru u středu a na okraji lehárny

Číslo pokusu	Místo v lehárně, ze kterého byl hnůj vyhrnut	Vyhrnuté množství hnoje q	Doba vyhrnutí min	Skutečný hodinový výkon q/h^{-1}	Průměrný hodinový výkon q/h^{-1}
1.	střed	1600	162	594	505
	kraje	1800	240	446	
2.	střed	2400	263	548	493
	kraje	1200	175	411	

Kdyby však měl výpočet množství hnoje sloužit např. jako údaj o vyrobeném hnoji nebo pro normování prací apod., je třeba znát skutečné množství hnoje, které se v lehárně nachází. Toto množství je o něco menší než vypočtené G_h a je

$$G_h = (a \cdot b \cdot c - V') \cdot \gamma \quad (\text{kg}) \quad (5)$$

kde: V' = objem, o který se zmenší původní rovnoběžníkový tvar hnoje vlivem sešikmení boků v lehárně (m^3)

Pro zcela přesný postup by proto bylo nutné pro každý jednotlivý případ stanovit V' a provést výpočet podle rovnice (5). V praxi však bylo zjištěno, že za normálních okolností (typové stavby, navrstvení hnoje do výšky 75–100 cm) lze tento postup zjednodušit redukčním součinitelem, kterým se násobí vypočtené množství hnoje G_h , čímž se získá přesný údaj o skutečném množství hnoje v lehárně.

$$G'_h = G_h \cdot x \quad (\text{kg}) \quad (6)$$

Velikost součinitele x byla stanovena měřením ve volných stájích (tabulka IV) a stanovuje se

$$x = 0,80 - 0,90$$

IV. Výsledky měření pro stanovení redukčního součinitele

Poř. číslo	Průměrná výška vrstvení hnoje m	Objem hluboké podestýlky m ³ , stanovený podle rovnice (4)	Počet zjištěných případů	Skutečný objem hluboké podestýlky m ³	x
1	0,80	320	1	250	0,78
2	0,85	340	5	272	0,80
3	0,90	360	7	292	0,81
4	0,95	380	1	323	0,85
5	0,75	300	6	270	0,90

Z tabulky IV je patrné, že se zvětšující se výškou hluboké podestýlky se zvětšuje součinitel x , k čemuž je nutno přihlížet při praktickém použití tohoto výpočtového postupu.

DOBA POTŘEBNÁ K VYKLÍZENÍ HNOJE Z HLUBOKÉ PODESTÝLKY

Doba potřebná k vyklízení hnoje z hluboké podestýlky (T_n) je doba, za kterou se musí odstranit veškerý hnůj z lehárny, který se v ní za n dní nahromadil. Do této doby nutno ovšem zahrnout nejen dobu vlastního vyklízení (t_1), ale i dobu přípravnou (t_2), dobu dokončovacích prací (t_3) a dobu úpravy a desinfekce stáje (t_4). Platí tedy:

$$T_n = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \quad (\text{h}) \quad (7)$$

Tato doba by měla být co nejkratší, aby běžný provoz ve stáji byl vyklizením pokud možno málo narušen. Úvahy spojené s touto otázkou se zatím dotýkají přípustné maximální velikosti této doby ($T_{n \max}$). Pro stanovení délky doby $T_{n \max}$ je rozhodující zootechnické hledisko. Označí-li se zootechnicky přípustná délka této doby $T_{n z}$, musí platit

$$T_{n \max} \leq T_{n z} \quad (8)$$

Zootechnické hledisko je podmíněno v první řadě užítkovostí zvířat. Užítkovost je potom bezprostředně ovlivněna danými podmínkami prostředí. Etologie skotu se zabývá touto záležitostí, zejména pak aktivitou, klidem, spánkem a orientací skotu, jeho reakcí na různé podmínky ustájení a klimatickými vlivy. Komplexní etologický výzkum v chovu hospodářských zvířat je dosud málo zpracován. Podle Porziga je zarážející skutečnost, že naše znalosti o denním režimu skotu jsou zejména s ohledem na nové formy velkochovu zcela nedostatečné a v každém případě neúplné.

K stanovení zootechnicky přípustné délky doby vyklízení hnoje z lehárny volné stáje bylo tedy nutno přistupovat za těchto okolností. V průběhu roku, především od jara do podzimu, kolísá z výše uvedených příčin denní dojivost ve stáji přibližně v rozmezí 5–7 %. Za předpokladu, že základní změna denního režimu ve volné stáji (za takovou změnu nutno považovat vyklízení hluboké podestýlky) by trvala větší počet dní a ovlivnila pokles dojivosti za každý další den dvojnásobně, znamenalo by to, že ve volné stáji pro 100 dojnic s průměrnou dojivostí 6 l na kus a den by celkový pokles činil přibližně:

první den 36 l
druhý den 72 l
třetí den 108 l atd.

Tento pokles však nebude probíhat lineárně, nýbrž exponenciálně neustále vzrůstat. Lze předpokládat, že krajní mezi porušení denního režimu jsou dva dny, a to tehdy, dosahují-li za uvedených předpokladů ztráty mléka přes 100 l (přibližují-li se 20 % denní dojivosti); pak je možno pokládat pokles dojivosti za neúnosný a možno pro vyklízení hluboké podestýlky teoreticky stanovit dobu dvou dnů

$$T_{n \max} \leq 2 \text{ (den)} \quad (9)$$

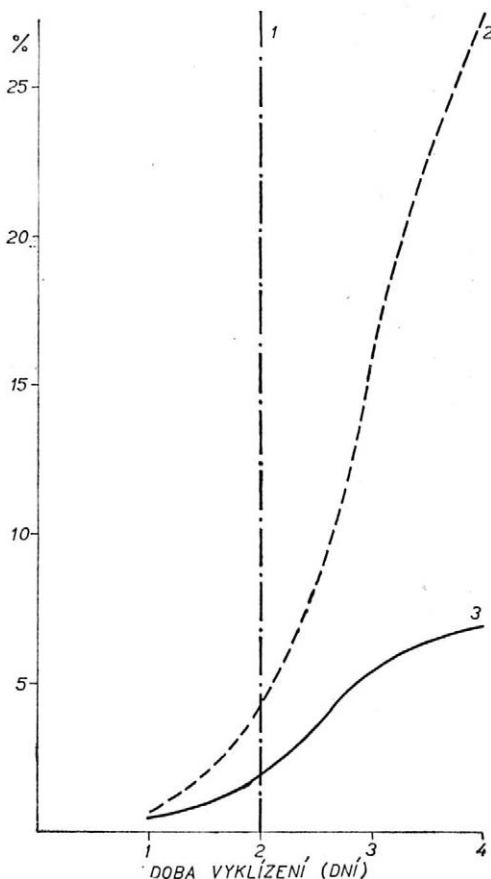
OVĚŘENÍ DÉLKY DOBY VYVÁŽENÍ HNOJE Z VOLNÉ STÁJE

Tyto teoretické úvahy bylo nutno ověřit a prokázat zejména ze zootechnického hlediska. Proto se v letech 1957–1962 konal systematický výzkum poklesu dojivosti v období vyklízení hnoje (a to jak na jaře, tak i na podzim). Pokles dojivosti byl vždy prokázán, a to jak při strojním, tak i při ručním vyklízení. Při strojním vyklízení byl pokles dojivosti prokázán ve všech případech bez ohledu na použitý vyklízecí stroj. Bylo zjištěno, že příčina poklesu dojivosti spočívá v zneklidnění zvířat při manipulaci s hnojem v lehárně. Získané výsledky jsou zpracovány v tabulce V a v diagramu na obrázku 4.

Z výsledků je patrné, že pronikavý pokles dojivosti se projevuje tehdy, trvá-li vyklízení hnoje tři nebo více dní, a to vcelku nezávisle na délce pracovních směn v jednotlivých dnech. Ztráta zjištěná vyhodnocením výsledků tabulky V dosahuje tedy za dobu vyklízení hnoje poměrně značně velkého množství mléka, jak je uvedeno v tabulce VI.

Výsledky výzkumu tedy prokázaly, že doba vyklízení nemá být delší než dva dny, nemá-li dojít k citelným ztrátám na mléčné produkci. Naproti tomu však dojivost není podstatně ovlivňována délkou pracovních směn v těchto dnech. Proto je nutno doporučit, aby podle potřeby byly v těchto dnech zavedeny i prodloužené pracovní směny až na deset hodin denně.

Na základě výše uvedených skutečností by mohl vzniknout dojem, že zkracování délky doby vyklízení hnoje by neustále kladně působilo na negativní vliv vyklízení hluboké podestýlky na dojivost. Jak již bylo při teoretickém rozboru naznačeno, nutno mít na zřeteli, že existují ještě další vlivy, které znemožňují zkracovat délku doby vyklízení hnoje pod jistou minimální mez. Tato minimální mez délky doby vyklízení hnoje je dána výkonností dopravních prostředků při odvážení hnoje od lehárny na místo skládky. I když je tato minimální mez mnohem proměnlivější než mez maximální (závisí na ložné váze použitých dopravních prostředků, rychlosti je-



4. Ztráty mléka v době vyklízení hnoje z lehárny volné stáje

- 1 – mez přípustných ztrát
- 2 – ztráta mléka za dobu vyklízení hnoje
- 3 – ztráta mléka na kus a den

V. Pokles doživosti v době vyklízení hnoje ve sledovaných lehárnách volných stájí

Poř. číslo	Místo vyklízení hnoje	Termín vyklízení hnoje	Trvání vyklízení hnoje ve dnech	Počet ustájených kusů	Průměrná měsíční doživost na kus a den v l	Ztráty v době vyvážení na kus a den v l	Ztráty v době vyvážení na kus a den v %
1	Řepy	V. — 58	3	73	5,1	0,34	5,5
2	Řepy	XII. — 58	4	77	5,9	0,45	7,6
3	Řepy	V. — 59	4	72	6,2	0,47	7,7
4	Řepy	XI. — 59	3	75	4,6	0,25	5,4
5	Řepy	IV. — 60	4	56	10,1	0,64	6,3
6	Řepy	IX. — 60	4	58	9,1	0,55	6,4
7	Řepy	IV. — 61	2	61	10,9	0,29	2,6
8	Řepy	IX. — 61	2	59	10,6	0,21	1,9
9	Řepy	V. — 62	2	69	10,4	0,18	1,7
10	Řepy	XI. — 62	3	74	8,0	0,49	6,1
11	Uhříněves	XI. — 58	2	40	7,1	0,11	1,5
12	Uhříněves	XI. — 59	3	33	8,9	0,37	4,1
13	Uhříněves	III. — 60	3	39	7,9	0,48	6,0
14	Chotouň	I. — 62	1	89	4,4	0,08	0,18
15	Chotouň	IV. — 62	1	123	5,50	0,08	0,14
16	Amálie	XII. — 62	1	27	7,59	0,07	0,09

VI. Vyhodnocení ztrát mléka

Celková doba vyklizení	Úhrnná ztráta mléka od jednoho kusu za dobu vyklizení
den	%
1	0,4
2	3,8
3	16,2
4	28,0

jich pohybu, vzdálenosti místa skládky od místa nakládání a rychlosti vykládání hnoje), byla přesto tato otázka informativně zkoumána; bylo shledáno, že při použití pěti traktorů s přívěsy o nosnosti 3 t lze očekávat toto hodinové přepravené množství:

$$Q_d = 300 - 500 \quad (q \text{ h}^{-1}) \quad (10)$$

Ježto hnůj je odvážen pouze v době vlastního vyklizení hnoje z lehárny, platí v době t_1

$$t_1 = \frac{G_h}{Q_d} \quad (h) \quad (11)$$

kde: G_h = váha veškerého hnoje (kg)

Q_d = výkonnost dopravy při odvážení hnoje (kg h⁻¹)

VII. Výsledky měření času jednotlivých fází vyklizení hluboké podestýlky

Číslo pokusu	$\frac{t_1}{T_n}$	Číslo pokusu	$\frac{t_1}{T_n}$	Číslo pokusu	$\frac{t_1}{T_n}$
1	0,601	11	0,599	21	0,558
2	0,568	12	0,629	22	0,553
3	0,600	13	0,633	23	0,633
4	0,558	14	0,621	24	0,648
5	0,534	15	0,622	25	0,649
6	0,601	16	0,652	26	0,547
7	0,599	17	0,658	27	0,561
8	0,587	18	0,642	28	0,551
9	0,668	19	0,526	29	0,586
10	0,674	20	0,611	30	0,609

Střední hodnota $c_H = 0,60$

Směrodatná odchylka $\pm 3 \sigma = 0,09$

VIII. Ztráty mléka způsobené snížením dojivosti u stáda 100 dojnic o různé užitkovosti, ovlivněné délkou doby vyklízení hluboké podestýlky

Doba vyklízení hluboké podestýlky (dny)	Snížení dojivosti (v %)	Denně nadojeno mléko při dojivosti na kus a den (v l)					Denní ztráty vyjádřené v Kčs při průměrné dojivosti na kus a den (v l)				
		4	5	6	7	8	4	5	6	7	8
1	0,4	398,4	498,0	597,6	697,2	796,8	2,88	3,60	4,32	5,04	5,76
2	3,8	384,8	481,0	577,2	673,4	769,6	27,36	34,20	41,04	47,88	54,72
3	16,2	335,2	419,0	502,8	586,6	670,4	116,64	145,80	174,96	204,12	233,28
4	28,0	288,0	360,0	432,0	504,0	576,0	201,60	252,—	302,40	352,80	403,20

Aby pro délku doby vyklízení hnoje hluboké podestýlky bylo možno stanovit minimální mez, bylo nutno najít obecný, v praxi platný vztah mezi dobou t_1 a celkovou dobou vyklízení hnoje T_n . Z údajů tabulky VII, která obsahuje k tomuto účelu zjišťované hodnoty, vyplývá:

$$t_1 = (0,5 \div 0,7) T_n \quad (12)$$

Dále platí:

$$(0,5 = 0,7) \cdot T_n \div \frac{G_h}{Q_d} \quad (13)$$

$$T_n = \frac{G_h}{Q_d} \cdot \left(\frac{1}{0,5} \div \frac{1}{0,7} \right) \quad (14)$$

Zavedou-li se do výsledného vztahu (14) hodnoty v praxi nejobvyklejší

$$G_h = 400\,000 \text{ kg}$$

$$Q_d = 40\,000 \text{ kg h}^{-1}$$

lze stanovit minimální mez pro celkovou dobu vyklízení

$$T_n \text{ min} = (20 \div 14) \text{ h}$$

Ekonomický rozbor vykonaný v souvislosti ztrát mléka snížením dojivosti, které jsou ovlivněny vyklízením hluboké podestýlky, potvrzuje dvoudenní dobu vyklízení jako maximální časový limit, který by neměl být překročen. Do hranice této doby se ztráty vyjádřené v Kčs, způsobené snížením dojivosti, pohybují se řádově v desítkách Kčs, zatímco při překročení této doby se pohybují již ve stovkách Kčs. Rozbor, který je uveden v tabulce VIII, se vztahuje na stádo o 100 kusech dojnic s denní produkcí od 4 do 8 litrů na kus.

Z A V Ě R

Ze základních otázek, důležitých pro výpočet technologických linek vyklízení hnoje z lehárny volných stájí, byly stanoveny tyto ukazatele:

1. Periodičnost vyklízení hluboké podestýlky z leháren volných stájí se pohybuje v rozmezí 2—3krát za rok.

2. Pro praktické stanovení množství hnoje v lehárně slouží sdružený nomogram (obr. 2) vycházející ze základní rovnice

$$G'_h = (a \cdot b \cdot c - V') \cdot \gamma \text{ (kg)}$$

Součinitel x se přitom stanovuje:

$$x = 0,80 \div 0,90$$

3. Maximální doba potřebná k vyklízení hnoje z hluboké podestýlky, stanovená zejména ze zootechnických hledisek, je

$$T_n \text{ max} \leq 20 \text{ (h)}$$

Minimální doba stanovená s ohledem na výkon nakládače

$$T_n \text{ min} = 14 \div 20 \text{ (h)}.$$

Došlo dne 3. 5. 1965

Literatura

1. Antilla R.: Er aita karjarakennusratheisuja. TEHO 10:368-375, 1962. —
2. Brabandere J.: La production laitière dans une étable de la stabulation libre. Revue d'Agriculture, 4:439-481, 1957. — 3. Duchoň F.: Výživa a hnojení kulturních rostlin v zemědělství. Praha 1948. — 4. Fiala J.: Elektrické měření některých fyzikálně mechanických vlastností hnoje. Sborník ČSAZV-Zemědělská technika, 4:273-286, 1961. — 5. Hauptman J. a kol.: Velkovýrobní technologie chovu skotu. Praha 1962. — 6. Hutschenreuther G., Reissmann H.: Beobachtungen an Rindviehställen im Winter. Wiss. Zeit. der Hochschule für Arch., 3, 1959/60. — 7. Koubek K.: Nová technologie živočišné výroby. Sborník ČSAZV-Zivočišná výroba, 2:83-92, 1959. — 8. Koubek K., Hauptman J.: Zivočišná výroba, 8, 1959; 10, 1959; 4, 1960; 2, 1961. — 9. Kuzněcov J.: Bezprivjaznoje so-děržanije korov v Gollandii. Životnovodstvo, 9:85-87, 1959. — 10. Martinot R.: L'étable à stabulation libre. Imprimerie nationale, Paris 1960. — 11. Örborn A.: Djurstaller och Djurtrivsel. Lund 1958. — 12. Porzig E.: Verhaltensforschung beim Rind. Archiv f. Tierzucht, 5:391-400, 1962. — 13. Velebil M.: Mechanizované procesy při odstraňování hnoje z volných stájí. Praha 1963.

Экспериментальное определение некоторых параметров для вычисления технологических линий удаления навоза из лежбища помещений с беспривязным содержанием крупного рогатого скота

Исходя из основных вопросов вычисления технологических линий удаления навоза из лежбищ помещений с беспривязным содержанием крупного рогатого скота были установлены следующие показатели:

1. Периодичность удаления глубокой подстилки из лежбищ помещений с беспривязным содержанием колеблется в пределах 2—3 раза в год.
2. Для практического определения количества навоза в лежбище служит объединенная номограмма (рис. 2), исходящая из основного уравнения:

$$G'_h = (a \cdot b \cdot c - V') \cdot \gamma \text{ (кг)}$$

Коэффициент α при этом устанавливается:

$$\alpha = 0,80 \div 0,90$$

3. Максимум времени, необходимый для удаления навоза с глубокой подстилки, установленный, главным образом, с зоотехнических точек зрения, следующий:

$$T_n \text{ макс} \leq 20 \text{ (h)}$$

Минимум времени, установленный с точки зрения производительности навозопогрузчика,

$$T_n \text{ мин} = 14 \div 20 \text{ (h)}$$

Experimental Establishing of some Parameters involved in Calculation of Mechanized Operation Lines for Manure Disposal from Sleeping Quarters of Loose Housing

Following important parameters involved in the calculation of mechanized operation lines for manure disposal from sleeping quarters of loose housing have been established:

1. The periodicity of the deep litter evacuation from the sleeping quarters of loose housing systems is 2—3 times per year.
2. The practical calculation of the quantity of manure accumulated in the sleeping quarters is helped by a joint nomogram (Fig. 2) based on the equation:

$$G'_h = (a \cdot b \cdot c - V') \cdot \gamma \text{ (kg)}$$

The coefficient x is established as follows:

$$x = 0,60 \div 0,90$$

3. Maximum space of time required for manure evacuation from deep litter room and determined with respect to zootechnical requirements:

$$T_{n \max} \leq 20 \text{ (h)}$$

Minimum space of time determined with respect to the loader output:

$$T_{n \min} = 14 \div 20 \text{ (h)}$$

Experimentelle Ermittlung einiger Parameter für die Berechnung technologischer Straßen der Ausmistung von Liegeplätzen der Laufställe

Aus den Grundfragen, die für die Berechnung der technologischen Straßen der Ausmistung von Liegeplätzen der Laufställe wichtig sind, wurden folgende Kennziffern festgelegt:

1. Die Periodizität der Ausmistung von Tiefstreu aus den Liegeplätzen der Laufställe bewegt sich in einer Spanne von 2—3mal jährlich.

2. Zur praktischen Bestimmung der Stallmistmenge auf dem Liegeplatz dient ein vereinigtes Nomogram (Abb. 2), das aus der grundlegenden Gleichung herausgeht:

$$G'_h = (a \cdot b \cdot c - V') \cdot \gamma \text{ (kg)}$$

Der Koeffizient x wird dabei wie folgt bestimmt:

$$x = 0,80 \div 0,90$$

3. Die maximale zum Ausmisten von Tiefstreu notwendige Zeit, die vor allem nach zootechnischen Gesichtspunkten bestimmt ist, beträgt:

$$T_{n \max} \leq 20 \text{ (h)}$$

Die minimale mit Rücksicht auf die Leistung des Laders bestimmte Zeit beträgt:

$$T_{n \min} = 14 \div 20 \text{ (h)}$$

Inž. Miloslav Velebil, CSc.

Výzkumný ústav zemědělské techniky,
Rěpy u Prahy

Otázka vetrania v stavbách pre ustajnenie hospodárskych zvierat priamo súvisí s teplom, obsahom vodných pár a iných škodlivých prímiesí v maštálnom vzduchu, ako napr. kyslíčnika uhličitého, amoniaku a sírovodíka.

Každému, kto prišiel do styku s ustajňovacími objektami, je známe, že najväčšiu pozornosť z hľadiska udržania vhodnej mikroklimy si vyžadujú stavby pre výkrm ošípaných. Aj keď sú známe vo výkrme nepriaznivé výsledky prírastkov v mokrom a vlhkom prostredí, aj keď poznáme predpisy veterinárov a zootechnikov na teplotu, relatívnu vlhkosť a prúdenie vzduchu, v praxi sú tieto požiadavky často porušované.

Účel vetrania v ustajňovacích objektoch je v priebehu roku obvyčajne dvojaký. V zimných mesiacoch má vetrací systém zabezpečiť minimálnu výmenu vzduchu, ktorá by udržovala v objekte čisté a zdravé ovzdušie, kým v letnom období je nutný omnoho väčší prívod vzduchu, aby sa znížila vnútorná teplota v objekte. Problémy vplyvu vlhky obsiahnutej vo vnútornom ovzduší na obvodové konštrukcie stavby sú často kritické iba v zimných mesiacoch. V letných mesiacoch, pri možnosti dokonalého prevetrania interiéru uvoľnením všetkých okenných a dverných otvorov, pobytom zvierat vo výbehu a pomerne nízkou reálnou vlhkosťou vonkajšieho vzduchu, neprichádza pôsobenie vodných pár na obvodové konštrukcie takmer do úvahy. V článku chceme poukázať aspoň stručne na niektoré zásadné požiadavky výkrmní, ak sa chceme vyhnúť mnohým nedostatkom, s ktorými sa v praxi dosť často stretávame.

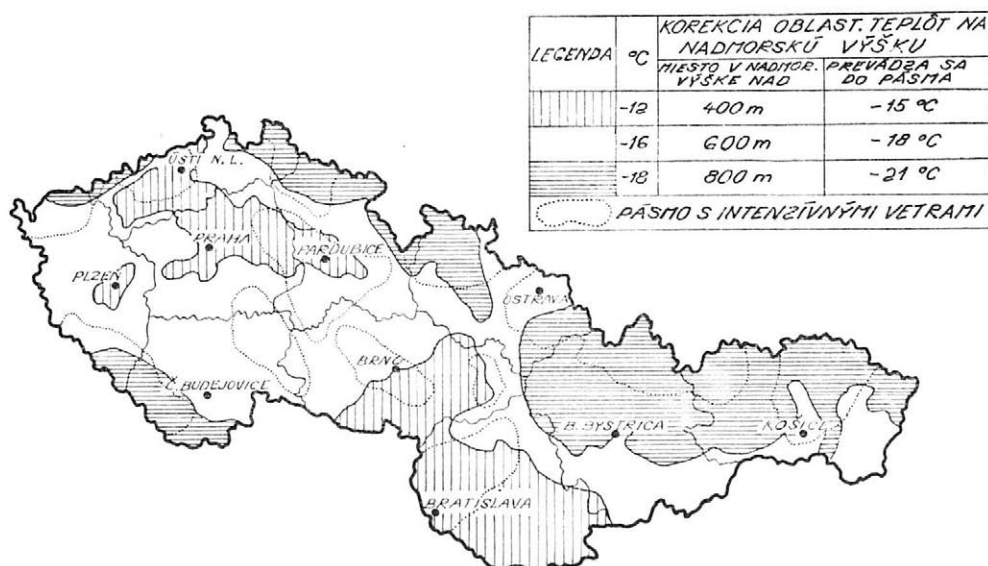
KLIMATICKÉ OBLASTI ČSSR

Ak máme správne navrhnuť tepelnoizolačnú schopnosť (hrúbku) obvodových konštrukcií a dostatočne účinné vetracie zariadenie objektu pre výkrm ošípaných, musíme poznať, v ktorej klimatickej oblasti bude vybudovaný. Ako vyplýva z obrázku 1, slúži podľa normy ČSN 060210 (výpočet tepelných ztrát budov pri ústrednom vytápaní) k ustanoveniu zimnej výpočtovej teploty aj pre poľnohospodársku výstavbu mapka s klimatickými oblasťami $t_z = -12, -15$ a -18°C . Okrem toho nás zaujíma vonkajšia zimná relatívna vlhkosť vzduchu a smer a rýchlosť prevládajúcich vetrov.

Z vnútorných požiadaviek objektu nás zaujímajú:

- Technológia výkrmu (suchým — mokrým krmivom) a systém výkrmu (kŕmenie do žlabu, kŕmenie automatickými krmítkami).
- Požadovaná ustajňovacia kapacita výkrmne (celkový stav a priemerná váha ošípaných).
- Produkcia tepla, vodných pár a kyslíčnika uhličitého (udávané v hodnotách na kus).
- Medzné hodnoty (maximálne, optimálne, minimálne) teploty vnútorného vzduchu, relatívnej a absolútnej vlhkosti vzduchu a jeho prúdenia.

Technológia, systém kŕmenia a kapacita výkrmne úzko spolu súvisia a ovplyvňujú nám nielen hustotu ošipáných na m^2 , ale aj celkový pôdorysný tvar objektu a tým aj požiadavky na tepelnoizolačnú schopnosť obvodových konštrukcií a požiadavky na druh a účinnosť vetracieho zariadenia. Veľkou chybou starších typov dvojradových výkrmní so strednou prevádzkovou chodbou bolo, že pri kŕmení do žlabu je ustajňovacia kapacita závislá na dĺžke žlabu na kus (30—35 cm/kus), objekt dostáva príliš pretiahly obdĺžnikový pôdorys a zvieratá sú ustajnené v najviac ochladzovaných pásoch podlahy po obvode oboch vonkajších stien. Okrem toho kŕmenie ošipáných do žlabov vo výkrmniach



1. Klimatické oblasti ČSSR podľa návrhu normy ČSN 060210

so strednou chodbou neposkytuje dobré možnosti na diferencovanie pôdorysnej plochy na samostatné — oddelené ležisko so zateplenou podlahou a oddelené krmíšte s výkaliskom a úmyselne vytvorenou studenou podlahou (obr. 2).

Oveľa väčšie možnosti hustoty ošipáných v objekte pri kŕmení do žlabu poskytuje mokrý výkrm pri systéme samostriedania zvierat. V tomto prípade vystačí na ošipané dĺžka žlabu 8—10 cm. Požiadavkou však je, aby bolo krmivo do žlabu zakladané potiaľ, kým sa všetky zvieratá krmivom nenasytia.

V súčasnom období sa v praxi používa zariadenie na automatizovaný výkrm (suchý aj mokrý) pomocou zásobníkov a krmítko. Automatizovaný systém výkrmu nám umožňuje dôsledné členenie pôdorysu na vlastné, dobre tepelne izolované ležisko a na oddelenú plochu krmiska s výkaliskom s betónovou studenou podla-

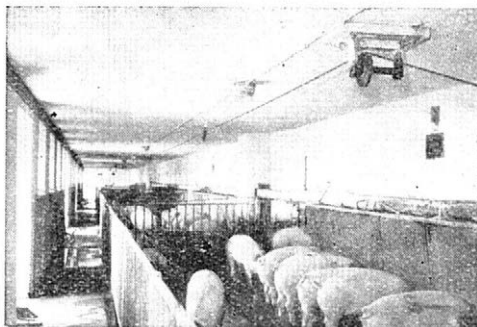


2. Dvojradová výkrmňa ošipáných s mokrou technológiou kŕmenia do žlabu v prevádzke na strednom Slovensku

hou. Svedčí o tom tiež dispozičné riešenie s mokrým výkrmom na obrázku 3 a dispozičné riešenie so suchým výkrmom na obrázku 4. V oboch prípadoch je hustota ošipaných na jednotku plochy obmedzená len normou, s požiadavkou minimálnej plochy na kus ($0,5-0,6 \text{ m}^2/\text{kus}$) a objemom vzduchu na 100 kg ž. v. ($2,1 \text{ m}^3$). V tomto prípade umiestnenie ležiska v najviac ochladzovaných častiach po obvodě vonkajších stien nie je ničím podmienené, a je preto správne, ak tieto plochy využijeme na kontrolné chodby.



3. Automatizovaná výkrmňa ošipaných s mokrou technológiou výkrmu pomocou automatických krmítiek, v prevádzke v oblasti Vysokých Tatier



4. Automatizovaná výkrmňa ošipaných so suchou technológiou kŕmenia pomocou zásobníkov a kŕmnych otvorov, v prevádzke v oblasti južného Slovenska

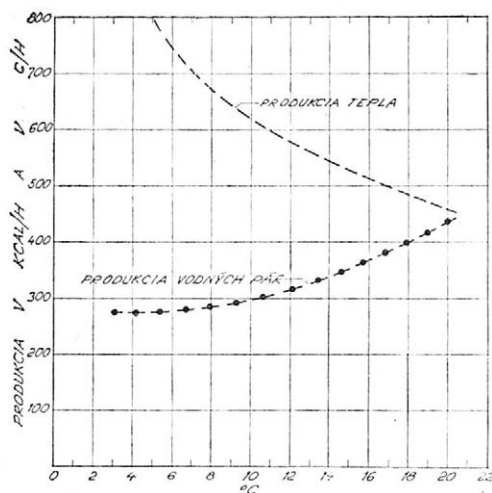
Podľa názoru našich výskumníkov (Výskumný ústav pre chov prasiat v Kostelci nad Orlicí) sa doporučuje, aby bol pôdorysný tvar kotca obdĺžnikový, so šírkou ležiska do 3 , max. $3,5 \text{ m}$. Pri štvorcovom pôdoryse koterca ošipané kalia vo zvýšenej miere v ležisku a stále sa vyrušujú. Ďalej tiež upozorňujú na to, že kŕmenie šlichtovými krmivami, najmä potrubím alebo plavákovým (napájačkovým) systémom, je v rozpore so zooveterinárnymi požiadavkami. Trvalá prítomnosť teplých tekutých krmív v napájačkách, ako tiež uvedieme v ďalšom, je príčinou podstatného zhoršenia ustajňovacieho prostredia. Najlepší spôsob technológií z hľadiska vnútornej mikroklimy je kŕmenie hustou kašovitou zmesou v pomere 1 diel jadra a 1 až 2 diely vody.

Ustajňovacia kapacita výkrmne má tiež do značnej miery vplyv na tepelnú rovnováhu stavby. Čím lepšie využijeme vnútornú plochu na hustotu ustajnenia, tým viac tepla získame od zvierat na tepelné straty, ktoré pozostávajú zo strát obvodovými konštrukciami stavby a na potrebnú výmenu vnútorného opotrebovaného vzduchu.

Vzhľadom na to, že výmenu vzduchu dimenzujeme spravidla vždy podľa produkcie vodných pár, je nutné stanoviť ich množstvo, ktoré musíme z objektu odvádzať. V praxi sa stretávame s takými prípadmi, že obsah vodných pár sa vopred približne odhadne (obvyčajne 45 g na m^2 mokrej plochy podlahy), bez ohľadu na technológiu kŕmenia a na spôsob čistenia plochy podlahy. Ako vypadá celkové rozdelenie produkcie vodných pár vo výkrmni ošipaných s tekutým krmivom, najlepšie vysvetlíme postupne príkladmi.

PRODUKCIA VODNÝCH PÁR A TEPLA OD USTAJNENÝCH OŠIPANÝCH

Pre technické potreby boli v zahraničí prevádzané mnohé laboratórne výskumy, kde v klimatizačných komorách boli zistené na rôznych druhoch a plemenách zvierat presné hodnoty produkcie vodných pár a tepla za podmienok optimálneho prostredia (teploty,



5. Produkcia tepla a vodných pár od ošípaných (na VDJ = 500 kg ž. v.) v závislosti od teploty okolia podľa Henriks-sona.

na úkor tepla voľného (užitého). Ak teplota vzduchu klesá, klesá súčasne produkcia tepla skrytého a stúpa produkcia tepla užitého. V škále možných teplôt existuje taká teplota, pri ktorej je produkcia tepla a vodných pár vyrovnaná a pri ktorej sa ošípaná najlepšie zbavuje nadmernej telesnej teploty a dosahuje pritom najlepšie produkčné schopnosti. Táto teplota sa nazýva kritická. Podľa Capstoka a Wooda predstavuje stredná kritická teplota u ošípaných hodnotu 20,4 °C (cit. Lancker 1955).

O optimálnej teplote vzduchu vo výkrmniach ošípaných nie sú vo svete názory zjednotené; teplota sa pohybuje podľa nich v hraniciach 6 až 20 °C. V našich pomeroch a pre naše plemená (biele ušľachtilé, preštické a mangalica) sa udáva teplota v medziach 8 až 14 °C. Hodnoty produkcie vodných pár a tepla na tieto teploty sú udávané v tabuľkách podľa váhy na jeden kus alebo tiež na VDJ = 500 kg ž. v. K prepočtu ošípaných vo váhe od 60 do 110 kg na VDJ používame koeficient 0,17 (tj. 6 ošípaných = 1 VDJ).

K ďalšiemu výpočtu použijeme podľa noriem spracovaných v NDR (v rámci RVHP) nasledovné hodnoty produkcie vodných pár a tepla (VDJ = 500 kg ž. v.):

produkcia tepla 1200 kcal/hod.,
produkcia vodných pár 400 g/hod.

VYPAROVANIE VODNEJ PARY Z MOKREJ PLOCHY PODLAHY

Výpočet prevedieme pri gravitačnom vetraní za podmienok:

Teplota vnútorného vzduchu $t_i = 10^0$ °C (podľa suchého teplomeru t_s)

Relatívna vlhkosť vzduchu $\varphi_i = 80$ %

Barometrický tlak vzduchu $B = 740$ mmHg

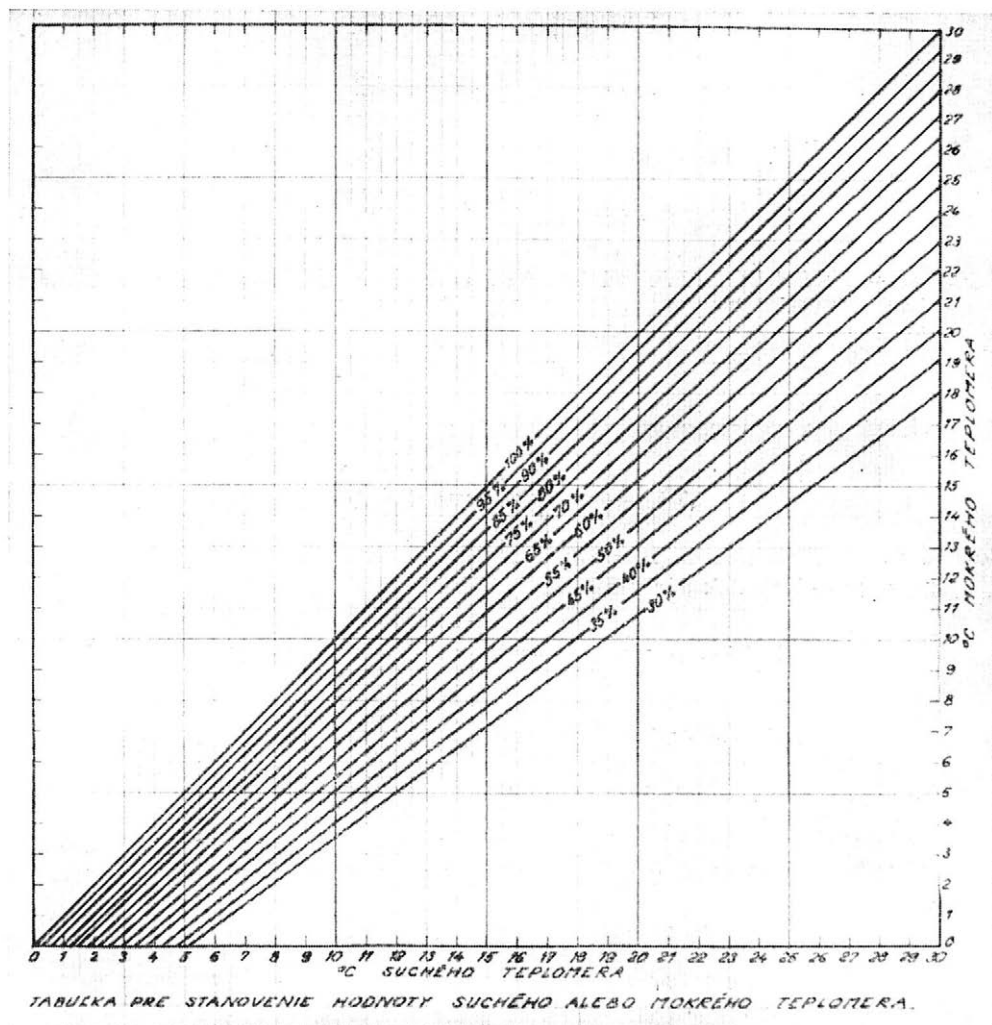
Plocha povrchu zmáčanej podlahy $f = 140$ m²

Teplota mokrej vrstvy podlahy (pre jej zanedbateľnú hrúbku) bude sa rovnaf teplota vlhkého teplomeru t_v a stanovíme ju z obrázku 6.

Teplota vlhkého teplomeru $t_v = 8,5^0$ °C.

Pre stanovenie koeficienta výmeny masy (vlahy) použijeme kritériálny vzťah:

$$N'_u = 0,66 (A_r \cdot P'_r)^{0,26} \quad (1)$$



6. Psychrometrické hodnoty pomernej vlhkosti pre stanovenie teploty vlhkého teplômera tv.

V rozvinutej forme bude mať kritérium tvar:

$$\frac{\beta \cdot L}{D} = 0,66 \left[\left(\frac{gL^3}{v^2} \cdot \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{\gamma_1} \right) \cdot \frac{v}{a} \right]^{0,26} \quad (1a)$$

kde: β = koeficient prestupu hmoty (vlahy) v m/h

$L = \sqrt{F}$, tj. ohraničujúci rozmer mokrej plochy v m

D = koeficient difúzie v m²/h

g = gravitačná konštanta ($g = 9,81$ m/s²)

v = koeficient kinetickej viskozity v m³/s

$\gamma_1 - \gamma_2$ = špecifická váha (hustota) vodných pár pri povrchu kapaliny a v príslušnom vzduchu v kg/m³

a = koeficient vodivosti tepla v m²/h.

$$L = \sqrt[3]{140} = 11,83 \quad (2)$$

$$t_{str} = \frac{10 + 8,5}{2} = 9,25^\circ\text{C} \quad (3)$$

Koeficient difúzie D pre ľubovoľnú teplotu vypočítame zo vzťahu:

$$D = D_0 \cdot \frac{760}{B} \left(\frac{t_{str} + 273}{273} \right)^{1,89} \quad (4)$$

kde: D_0 = koeficient difúzie pri teplote $t = 0^\circ$ (pre vzduch-vodu $D_0 = 0,00754$)
 t_{str} = stredná teplota

$$D = 0,0754 \frac{760}{740} \left(\frac{282,25}{273} \right)^{1,89} = 0,083 \text{ m}^2/\text{h}$$

Špecifická váha vzduchu sa vypočíta zo vzťahu:

$$\gamma = 1,293 \frac{273}{T} \left(1 - \frac{0,378}{B} \cdot p_p \right) \quad (5)$$

kde: T = absolútna teplota ($T = 273 + t^\circ \text{C}$)

p_p = parciálny tlak pár v mmHg

$$\gamma_1 = 1,293 \frac{273}{281,5} \left(1 - \frac{0,378}{740} \cdot 8,3 \right) = 1,25 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_2 = 1,293 \frac{273}{283} \left(1 - \frac{0,378}{740} \cdot 9,21 \cdot 0,8 \right) = 1,242 \text{ kg/m}^3$$

$$t_{str} = 9,25^\circ\text{C} \text{ odpovedá } v = 14,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Veľkosť Prandtlovho kritéria $P_r' = 0,61$ /hodnoty t_{str} a P_r' sú udávané v tabuľkách v rôznej technickej literatúre (9). Koeficient výmeny masy podľa rovnice (1a) sa bude rovnať:

$$\beta = \frac{0,083}{11,83} \cdot 0,66 \left[\left(\frac{9,81 \cdot 11,83^3}{14,1^2} \cdot 10^{12} \frac{1,25 - 1,24}{1,25} \right) \cdot 0,61 \right]^{0,26} = 4,8 \text{ m/h.}$$

Pre vyparené množstvo vlaha z mokrej plochy podlahy platí vzťah:

$$W = \beta (c_1 - c_2) \frac{760}{B} \quad (6)$$

kde: W = vyparovaná vlaha v g/m²h

$c_1 - c_2$ = koncentrácia pary na povrchu tekutiny a vo vzduchu v g/m³

$$W = 4,8 (8,55 - 7,52) \frac{760}{740} = 5 \text{ g/m}^2\text{h}$$

Z výpočtu vyplýva, že z 1 m² mokrej plochy podlahy sa vyparí za hodinu okolo 5 g vodných pár.

VYPAROVANIE VODNEJ PARY Z TEKUTÉHO KRMIVA

Výpočet prevedieme pri tých istých vnútorných podmienkach ako v prvom prípade. Teplotu krmiva stanovíme na 35 °C. Za rozmer vyparovanej plochy hladiny stanovíme

jedno automatické krmítko (pre 6 ošípaných = VDJ) alebo dĺžku žlabu na kus o rozmere $f = 0,4 \cdot 0,35 = 0,140 \text{ m}^2$

Z obrázku 6 stanovíme teplotu vlhkého teplomeru $t_v = 8,5^\circ\text{C}$ (pri $t_i = 10^\circ\text{C}$ a $\varphi_i = 80\%$)

$$t_{str} = \frac{10 + 35}{2} = 22,5^\circ\text{C}$$

$$P_r = 0,703, \nu = 15,3 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$L = \sqrt{0,140} = 0,375 \text{ m}$$

$$\gamma_1 = 1,293 \frac{273}{283} \left(1 - \frac{0,378}{740} \cdot 8,55 \cdot 0,8 \right) = 1,243 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_2 = 1,293 \frac{273}{308} \left(1 - \frac{0,378}{740} \cdot 42,18 \right) = 1,122 \text{ kg/m}^3$$

Teplotu povrchu tekutiny stanovíme z formuly:

$$\psi = 0,0135 (K)^{-1,5} (A_r \cdot P_r)^{0,06} \quad (7)$$

V rozvinutej forme bude mať vzorec tvar:

$$\frac{t_t - t_p}{t_s - t_v} = 0,0135 \left(\frac{t_s - t_m}{t_t - t_m} \right)^{-1,5} \left[\left(\frac{gL^3}{\nu^2} \cdot \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{\gamma_1} \right) \frac{v}{a} \right]^{0,06} \quad (7a)$$

kde: ψ = neurčité teplotné kritérium

t_t = teplota tekutiny v $^\circ\text{C}$

t_p = teplota na hladine tekutiny v $^\circ\text{C}$

$t_s - t_v$ = teplota vzduchu meraná suchým a vlhkým teplomerom v $^\circ\text{C}$

Teplotu povrchu tekutiny stanovíme z formuly (7a):

$$t_p = 35 - 1,5 \cdot 0,0135 \left(\frac{10 - 8,5}{35 - 8,5} \right)^{-1,5} \left[\left(\frac{9,8 \cdot 0,375^3}{15,2^2} \cdot \frac{1,243 - 1,122}{1,243} \right) 0,703 \right]^{0,06} = 30^\circ\text{C}$$

$$\gamma_2 = 1,293 \frac{273}{303} \left(1 - \frac{0,378}{740} \cdot 31,82 \right) = 1,143 \text{ kg/m}^3$$

Skutočná stredná teplota tekutiny bude:

$$t'_{str} = \frac{30 + 10}{2} = 20^\circ\text{C}$$

Tejto teplote odpovedá kinetická viskozita $\nu' = 15,06 \text{ m}^2/\text{s}$. Hodnota difúzneho Prandtl-ovho kritéria $P_r = 0,61$

$$T_{str} = 273 + 20 = 293^\circ\text{C}$$

$$D = 0,0754 \left(\frac{293}{273} \right)^{1,89} \cdot \frac{760}{740} = 0,09 \text{ m}^2/\text{h}$$

$$\beta = 0,66 \frac{0,09}{0,375} \left[\left(\frac{9,81 \cdot 0,375^3}{15,06^2} \cdot 10^{12} \frac{1,243 - 1,143}{1,243} \right) \cdot 0,61 \right]^{0,26} = 20 \text{ m/h}$$

Množstvo vody odparené z jedného krmítka potom bude:

$$W = 0,14 \cdot 20 \left(30,1 - 7,5 \right) \frac{760}{740} = 65 \text{ g/h VDJ}$$

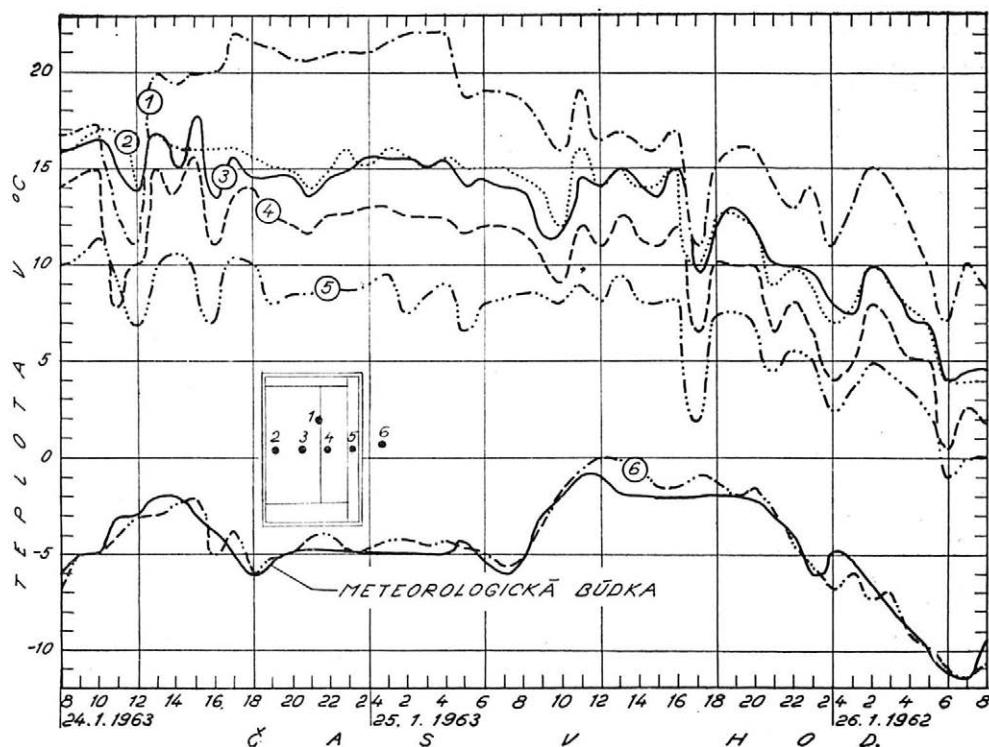
Ako vyplýva z výpočtu, vyparuje sa z jedného automatického krmítka za každú hodinu pri teplote tekutiny 35 °C až 65 g vodných pár (pri výpočte sme uvažovali teplotu tekutiny konštantnú).

Ak neberieme do úvahy hodnotu vyparenej vodnej pary z mokrej plochy stien a stropu v dôsledku kondenzovania vlhky, ktoré nie sú malé a činia pri nútenej výmene vzduchu s rýchlosťou prúdenia 0,3 m/s až 69 g/m² (ku ktorým by ani nemalo dochádzať), potom vidíme, že najhoršie pomery koncentrácie vodnej pary vznikajú vo výkrmniach ošipovaných na tekuté krmivo. Oveľa priaznivejšie pomery vznikajú vo výkrmniach na suchý výkrm, o čom sme sa v skutočnosti v priebehu našich experimentálnych meraní v prevádzkových stavbách presvedčili.

Na základe teoretických úvah a na základe experimentálnych meraní v priebehu 2 rokov v rôznych typoch výkrmní, s rôznym systémom technológie kŕmenia a v rôznych klimatických oblastiach nášho územia, sme toho názoru, že vetranie výkrmní, najmä na mokrý výkrm, gravitáciou (pomocou okien a šachiet) je nevyhovujúce a vyžaduje vetranie nútené (pomocou ventilátorov). K podobným záverom sa dochádza tiež v zahraničí, najmä v SSSR, Švédsku, NDR a v NSR.

PRIPOMIENKY K NIEKTORÝM NEDOSTATKOM VÝKRMNÍ VO VÝSTAVBE A V PRAXI

Naši projektanti i stavbári sa dopúšťajú mnohých chýb, ak neberú do úvahy klimatické rozdiely zimných teplôt, ktoré uvádzame na obrázku 1, a keď vedome alebo neúmyselne niektorú časť obvodovej konštrukcie z teplotného hľadiska poddimenzujú. V mnohých prípadoch však k poddimenzovaniu dochádza tak, že stavebník (JRD, ŠM) nepriahliada na technický alebo prevádzkový projekt a tak rozmery (dĺžku, šírku, výšku) objektu si ľubovoľne zmení a navyše použije do obvodových konštrukcií celkom iný stavebný materiál a inú hrúbku konštrukcií. Jeden z takýchto príkladov aj s následkami uvádzame na obrázku 7. Ide o objekt pre výkrm 500 ošipovaných so suchou technológiou kŕmenia v oblasti južného Slovenska, s výpočtovou teplotou $t_z = -12$ °C. V objekte sú zriadené obvodové steny z plných pálených tehál o hrúbke 42 cm, včítane obojstrannej omietky, ktorých $k = 1,32 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$. Ak pri suchom výkrme, s vonkajšou teplotou $t_z = -12$ °C, by táto hrúbka stien vyhovovala, potom nemôže splňať svoje poslanie konštrukcia stropu. Pri skladbe konštrukcie stropu, podbíjačky (2,5 cm), s omietnutým podhľadom vápenocementovou omietkou (2,5 cm) má táto konštrukcie hodnotu $k = 2,28 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$, čo je úplne nevyhovujúce a spôsobuje veľké tepelné straty. Na obrázku 7 nám to veľmi dobre potvrdzuje kolísanie vnútorných teplôt, ktoré pri poklese vonkajších teplôt na -11 °C dosahujú v objekte až záporné hodnoty (krivka 4 a krivka 5). Vo výkrmni bolo namiesto 500 ošipovaných ustajnené iba 460. Je samozrejme, a na to sa už v praxi úplne zabúda, že ak navrhne a postavíme sebestačnejší výkrmňu a ak v nej neustajníme plný počet pôvodne plánovaných ošipovaných, nedosiahneme v objekte žiadajú mikroklímu. Treba si uvedomiť, že bázu tepelného zdroja tu vytvára vlastne zviera a ak plánovaný stav ošipovaných porušíme, ochudobníme sa o ekvivalentné množstvo tepla, s ktorým sa bezpodmienečne pri návrhu stavby počítalo.



7. 48hodinový chod vnútorných teplôt vzduchu v objekte pre suchý výkrm ošípaných na južnom Slovensku ($t_z = -15^\circ \text{C}$) s poddimenzovanou konštrukciou stropu s hodnotou koeficienta priestupu tepla $k = 2,29 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ \text{C}$.

Krivka 1 – teplota vzduchu v strede výkrmne (v priečnom reze) vo výške 70 cm nad podlahou

Krivka 2 – teplota vzduchu pri stene v ležiisku vo výške 70 cm nad podlahou

Krivka 3 – teplota vzduchu v strede ležiiska vo výške 70 cm nad podlahou

Krivka 4 – teplota vzduchu v strede výkrmne (v priečnom reze) vo výške 70 cm nad podlahou

Krivka 5 – teplota vzduchu v kontrolnej chodbe pri stene vo výške 25 cm nad podlahou

Krivka 6 – vonkajšia teplota vzduchu snímaná odporovým teplomerom

ROZDELENIE TEPELNÝCH STRÁT NA OBVODOVÉ KONŠTRUKCIE A VETRANIE

Podľa nášho názoru, ak má byť vo výkrmni ošípaných s ustajňovacou kapacitou 500 kusov a s mokrou technológiou výkrmu udržiavaná optimálna teplota vzduchu 10°C a predpokladaná relatívna vlhkosť maximálne 85 %, musia mať obvodové konštrukcie v jednotlivých klimatických oblastiach nasledovné hodnoty koeficientov priestupu tepla k v $\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ \text{C}$ (tab. I.):

Pri stanovení orientačných hodnôt koeficientov priestupu tepla k (tab. I) a výmeny vzduchu sme vychádzali pre jednotlivé oblasti z nasledovných podmienok (výpočet pre oblasť $t_z = -12^\circ \text{C}$):

Teplota vzduchu vo výkrmni $t_i = 10^\circ \text{C}$

Relatívna vlhkosť vzduchu $\varphi_i = 85\% \text{ max.}$

Vonkajšia zimná teplota $t_z = -12^\circ \text{C}$

Relatívna vlhkosť vzduchu $\varphi_z = 100\%$

Produkcia tepla od ošípaných 1200 kcal/h, VDJ = 500 kg ž. v.

Produkcia vodných pár ošípaných 400 g/h, VDJ = 500 kg ž. v.

I. Hodnoty koeficientov priestupu tepla

Klimatická oblasť so zimnou výpočto- vou teplotou t_z v °C	Koeficient prestupu tepla k v kcal/m²h°C				
	obvodové steny	okná	dvere	strop	podlaha
— 12	1,2	4,5	3,5	0,6	0,4
— 15	1,2	2,8	3,5	0,5	0,4
— 18	1,2	2,8	2,3	0,4	0,4

II. Minimálne hodnoty na 1 ustajnený kus

Časť konštrukcie	Min. hodnoty na 1 ošípanú
Plocha ležiska	0,5 m²
Plocha krmiska a výkaliska	0,24 m²
Kontrolná chodba	0,14 m²
Kubatúra vzduchu	2,1 m³ na 100 kg ž. v.
Pomer plochy okien ku ploche podlahy	1 : 25 = 0,0352 m²
Plocha dverí	3 dvere = 0,0156 m²

III. Výpočet tepelných strát v prepočte na VDJ

Časť konštrukcie	Hodnoty pripadajúce na VDJ				
	plocha v m²	k v kcal/m²h°C	Δt v °C	$\Delta t \cdot k$ v kcal/m²h	tepelné straty Q v kcal/h
Obvodové steny	5,320	1,2	22	26,4	140,45
Okná	0,210	4,5	22	99,0	20,79
Dvere	0,014	3,5	22	77,0	7,24
Strop	5,292	0,6	19	11,4	60,33
Podlaha	2,460	0,4	3	1,2	2,95
				$\Sigma =$	231,76

K výpočtu sme použili objekt pre 500 ošípaných s mokrou technológiou kŕmenia; hodnoty na ustajnený kus sú v tabuľke II a výpočet tepelných strát v tabuľke III.

K výpočtu tepelných strát Q (v kcal/hod) sme použili formulu:

$$Q = k \cdot F (t_i - t_z) \quad (8)$$

kde: k = koeficient priestupu tepla cez konštrukciu v kcal/m²h°C

F = plocha konštrukcie v m²

$t_i - t_z$ = rozdiel medzi vtúrnou a vonkajšou teplotou vzduchu v °C ($t_i - t_z = \Delta t$)

STANOVENIE OBJEMU VZDUCHU INFILTRÁCIOU CEZ ŠKÁRY OKIEN A DVERÍ

K výpočtu infiltrácie vzduchu V_{inf} (v m^3/h) sme použili vzťah:

$$V_{inf} = w \cdot l \quad (9)$$

kde: w = objem vzduchu prenikajúci cez škáru dĺžky 1 m v m^3/h

l = dĺžka škár v m.

Hodnoty w stanovíme v závislosti od rýchlosti vetra, ktorý v našich pomeroch prichádza do úvahy v tabuľke IV.

IV. Rýchlosť vetra v našich pomeroch

Rýchlosť vetra v m/s	Infiltrácia vzduchu w na 1 m škáry v $\text{m}^3/\text{hod.}$
do 1	4,0
do 2	6,5
do 3	8,0
do 4	9,0
do 5	12,5

Hodnoty v tabuľke platia pre jednoduché okná a svetlíky s drevenou konštrukciou. Ak počítame vráta, prenásobíme výslednú hodnotu ešte koeficientom 2,0. Pri rýchlosti vetra 2 m/s bude celková infiltrácia činiť 11,92 m^3/h .

STANOVENIE POTREBNEJ VÝMENY VZDUCHU NA ZÁKLADE PRODUKCIE VODNÝCH PÁR

Produkcia vodných pár na VDJ bude vo výkrmeni nasledovná: ošipaná 400 g/h VDJ, výpar z mokrej plochy podlahy 26,36 g/h (5 $\text{g}/\text{m}^2 \text{ h}$), výpar z automatického krmítka s teplotou 35 °C bude 65 g/h.

Celková produkcia vodných pár za hodinu činí 491,36 g.

Hodnoty absolútneho obsahu vodných pár x v g/m^3 a tepelný obsah vzduchu i v kcal/m^3 uvádzame v tabuľke V.

V. Hodnoty absolut. obsahu vodných pár a tepelný obsah vzduchu

Predpokladané hodnoty	Absolútny obsah vodnej pary vo vzduchu v g/m^3	Tepelný obsah vzduchu v kcal/m^3
$t_i = 10^\circ\text{C}$		
$\varphi_i = 85\%$	$x_i = 8,01$	$i = 7,78$
$t_z = -12^\circ\text{C}$		
$\varphi_z = 100\%$	$x_z = 1,81$	$i_z = -2,82$
	$\Delta x = 6,20 \text{ g}/\text{m}^3$	$\Delta i = 10,60 \text{ kcal}/\text{m}^3$

Potrebnú výmenu vzduchu V_{vetr} (v m^3/h) vypočítame zo vzťahu:

$$V_{vetr} = \frac{W_1 + W_2 + W_3}{\Delta x} \quad (10)$$

kde: W_1 až W_3 = produkcia vodných pár od ošipovaných, výpar z podlahy a krmítek na VDJ v g/h

Δx = rozdiel absolútnej vlhkosti medzi vnútorným a vonkajším vzduchom v g/h $\Delta x = x_i - x_z$.

Hodnoty x (v g/ m^3) sme vypočítali zo vzťahu:

$$x = \frac{13,6 \cdot p_p}{47 \cdot T} \quad (11)$$

kde: 13,6 = pomer špecifickej váhy ortuti (číslo bezrozmerné)

47 = plynová konštanta v m^3/C

p_p = parciálny tlak vodných pár v mm Hg

T = absolútna teplota vzduchu ($T = 273 + t^0 C$)

$$V_{vetr} = \frac{491,36}{6,20} = 79,25 m^3/h \text{ VDJ}$$

Tepelné straty na výpar z mokrej podlahy pri spotrebe 0,6 kcal/g činia $26,36 \cdot 0,6 = 15,816$ kcal/h.

Tepelné straty na infiltráciu a vetranie Q_{iv} (v kcal/h) vypočítame zo vzťahu:

$$Q_{iv} = (V_{vetr} - V_{inf}) \cdot \Delta i + V_{inf} \cdot \Delta i \quad (12)$$

kde: Δi = rozdiel obsahu tepla medzi vnútorným a vonkajším vzduchom v kcal/ m^3
($\Delta i = i_i - i_z$)

Hodnotu i v kcal/ m^3 sme vypočítali zo vzťahu:

$$i = C_v \cdot t + (597,3 + C_p \cdot t) \cdot 0,001 \cdot d \quad (13)$$

kde: C_v = obsah tepla v 1 kg suchého vzduchu ($C_v = 0,236$ kcal/kg $^0 C$)

t = teplota vzduchu v $^0 C$

597,3 = skryté (skupenské) teplo, potrebné na vyparenie 1 kg vody pri teplote vzduchu $0^0 C$

C_p = obsah tepla v 1 kg vodných pár ($C_p = 0,44$ kcal/kg $^0 C$)

Obsah vodných pár na 1 kg suchého vzduchu d (v g/kg such. vzduchu) vypočítame z formuly:

$$d = 622 \frac{p_p}{B - p_p} \quad (14)$$

kde: 622 = pomer medzi molekulárnou váhou vodných pár (18,02)

a molekulárnou váhou suchého vzduchu (28,98).

K prepočtu obsahu tepla z kcal/kg suchého vzduchu na 1 m^3 vzduchu sme použili Klapejronovej rovnice:

$$P \cdot L = G \cdot R_{sv} \cdot T \quad (15)$$

kde: P = absolútny tlak plynu v kg/ m^2

L = objem plynu v m^3

G = váha plynu v kg

R_{sv} = plynová konštanta (pre suchý vzduch $R_{sv} = 29,27$ m/ $^0 C$).

VI. Rozdelenie tepelných strát

Časť konštrukcie	Tepelné strany Q v kcal/hod na VDJ	Tepelné straty Q v % na VDJ
Obvodové steny	140,45	12,92
Okná	20,79	1,91
Dvere	7,24	0,67
Strop	60,33	5,55
Podlaha	2,95	0,27
Výpar z podlahy	15,82	1,46
Vetranie	839,70	77,22
	$\Sigma = 1087,28$	$\Sigma = 100,00$

$$Q_{iv} = (79,25 - 11,92) \cdot 10,6 + 11,92 \cdot 10,6 = 839,7 \text{ kcal/h}$$

Celkové rozdelenie tepelných strát na obvodové konštrukcie a vetranie výkrmne na VDJ uvádzame v tabuľke VI.

Ak budeme uvažovať prípad, že z celkovej produkcie tepla 1200 kcal/h, VDJ spotrebujú ošípané na fyziologické potreby pri teplom tekutom výkrmne 10 % (potreby na prijímanie vzduchu dýchaním, potravy a iné), potom celková produkcia tepla užitočného bude okolo 1080 kcal/h VDJ, čo sa rovná sume tepelných strát obvodovými konštrukciami s vetraním. Určitú rezervu sme získali čelnou stenou, kde obyčajne k výkrmni prilieha prípravovňa krmív a sociálne zariadenie, ktoré sme pre zjednodušenie výpočtu neuvažovali a brali sme plnú hodnotu tepelných strát.

Pre klimatické oblasti so zimnou výpočtovou teplotou $t_z = -15$ a -18 °C, treba pri riešení okien navrhovať jednoduché okná s dreveným rámom s dvojitém zasklením, so vzduchovou medzivrstvou viac ako 10 mm. Okrem toho v miestach vchodových dverí je potrebné zriaďovať zátvorie.

Súčasne treba uviesť, že v podmienkach južného Slovenska a tiež v oblastiach $st_z = -12$ °C, pri automatizovanom suchom výkrmne je možné na základe nižšej produkcie vodných pár koeficienty priestupu tepla obvodových stien upraviť na vyššie hodnoty. Svedčia o tom tiež naše výsledky experimentálnych meraní priamo v prevádzkovej stavbe v priebehu 2 zím.

VII. Klimatické podmienky

Štát	Teploty vzduchu v °C		Koeficient priestupu tepla k v kcal/m ² h °C		
	vonkajšia t_z	vnútorná t_i	obvodové múry	strop	okná
Švédsko	-12 až -17	16	0,5	0,2–0,4	2,4
NSR	-16	16	0,8	0,4	4,5
Anglicko	—	10–13	0,62–1,25	0,37–0,62	—
ČSSR (podľa ČSAZV)	-12 až -18	10	1,2	1,0	—

Ak prihlíadneme súčasne na požiadavky tepelnoizolačných schopností obvodových konštrukcií vo výkrmniach ošipaných v zahraničí, s obdobnými klimatickými podmienkami ako u nás, ktoré uvádzame v tabuľke VII., vidíme, že orientačné požiadavky v tabuľke I. nie sú predimenzované a je možné ich nielen dodržiavať, ale i upraviť.

V objektoch pre výkrm ošipaných, kde otázka intenzívneho osvetlenia nie je žiaduca a kde sa skôr uvádza vhodnosť pološera, nemá zmyslu prekračovať pomer zasklenej plochy okien ku ploche podlahy 1 : 25. Vo Švédsku doporučujú prísne dodržiavať tento pomer 5 % plochy okien k podlahe. Treba prihlíadnúť na to, že oknami strácame o 4krát viac tepla ako konštrukciou obvodových stien. Z uvedenej príčiny nie je účelné prekračovať tiež kubatúru vzduchu na 100 kg ž. v. nad 2,1 m³, s maximom 4,0 m³.

Z A V E R

Vplyv ustajňovacieho prostredia na úžitkovosť zvierat je výskumom dostatočne zdôvodnený a treba len uviesť, že kŕmenie a mikroklima sú dominantné faktory. Preto treba venovať tejto otázke takú pozornosť, akú si skutočne zasluhuje.

Ak má byť v objektoch pre výkrm ošipaných dodržaná tepelná rovnováha, musí sa dôsledne prihliadať na klimatické oblasti nášho územia a podľa nich a podľa technológie kŕmenia treba tiež dimenzovať tepelnoizolačné schopnosti obvodových konštrukcií a účinného vetracieho systému. Stavebné organizácie musia prísne dodržiavať požiadavky prevádzkových výkresov a chovatelia musia dbať na plné využitie ustajňovacej kapacity najmä v zimnom období.

Podľa nášho prieskumu a výsledkov experimentálnych meraní na území Slovenska v priebehu 2 rokov sa potvrdilo, že v praxi existuje len málo takých stavieb, ktoré by podľa základných požiadaviek vyhovovali. Treba súčasne zdôrazniť, že nejde o nejaké neriešiteľné problémy, čoho dôkazom je aj náš návrh, ako k nim pri riešení treba pristupovať.

Došlo dne 15. 10. 1963

L i t e r á t ú r a

1. ČSAZV - Jednotné smernice k výstavbe stáji pro žirná prasata. Praha 1959.
- 2. Henriksson R.: Värmeisolering och ventilation av djurstallar. Lund 1960.
- 3. Chyský J.: Vlhký vzduch. Praha 1963.
- 4. Janáč K.: Výskum mikroklimy stavieb pre chov a výkrm ošipaných. Číslo IX-5-1-1.4.2, ČSAV - Ústav stavebníctva a architektúry SAV, Bratislava 1963.
- 5. Janáč K., Ducho P., Niektoré poznatky s mechanickým vetraním vo výkrmniach ošipaných. Mechanizácia poľnohospodárstva, ročník I, č. 11/1962.
- 6. Janáč K.: Podlogy w budynkach przeznaczonych dla bydla i trzody chlewnej. Budownictwo wiejskie, No. 9/1963, Warszawa.
- 7. Kamenov P. N.: Otoplenie i ventilacija, časť I. II. Gosizdat Moskva 1959.
- 8. Komarov N. M.: Ventilacija životnovodčeskich pomeščenij. Gosizdat. Moskva 1960.
- 9. Lancker J.: Bauhygienische Berechnungen und Forschungen in Schweineställen. Gesundheits-Ingenieur, N. 5/6, 1955.
- 10. Norma dlja proektirovania i rasčeta teplovogo balansu, ventiljacii, estestvennogo i iskustvennogo osveščenija zakrytych životnovodčeskich i pticevodčeskich pomeščenij (NDR - RVHP). Berlin 1962.
- 11. Normy ČSN - 060210. Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění. Praha 1962.
- 12. Pulkrábek J.: Větrání. Praha 1957.
- 13. Růžická A.: Prostředí zemědělských budov VÚVA. Praha 1962.

Требования к контурной конструкции и вентиляции в свинарниках-откормочниках

Согласно требованиям государственного стандарта ЧСН 06 0210 территория ЧССР разделяется на 3 основные климатические зоны, согласно которым следует оценивать и объекты для содержания свиней при откорме. Ввиду того, что эти постройки отопли-

ваются только теплом, выделяемым животными, которые, кроме того, выделяют также значительное количество водяных паров, в зимний период следует рационально расходовать тепло.

Общая продукция тепла, выделяемого животными, должна покрывать не только потери тепла за счет контурных конструкций, но обеспечивать и рациональную вентиляцию. Количество обмена воздуха в значительной степени зависит и от технологии кормления. Оказывается, что самая большая проблема, связанная с вопросом вентиляции, имеется в откормочниках с влажным кормом, когда общая продукция водяных паров от животных и от испарений при эксплуатации откормочников (очистка полов водой, теплый жидкий корм) весьма значительна. В таких постройках эффективность устройства для воздухообмена естественно менее действенна и требуется скорее принудительного обмена воздуха. Точка зрения, что просторные откормочники с большим числом окон не требуют специальной вентиляционной установки, ошибочна, и отрицательно сказывается, главным образом, в зимний период. Такие постройки холодные и после ограничения или исключения обмена воздуха, помимо прочего, еще и сырые. При этом известно, что холодная и влажная среда для всех видов и категорий свиней опаснее всего.

Requirements on Perimeter Structures and Ventilation in Buildings for Pig Fattening

The territory of the ČSSR is divided into 3 basic climatic regions according to the State Standard ČSN 060210. The requirements of the Standard are to be taken in account when evaluating buildings for fattening pigs. Respecting the fact that these buildings are heated only by the heat produced by the animals that also produce a considerable quantity of water vapour, it is necessary to manage carefully the heat conditions during the winter months.

The total physical heat production of the animals must be sufficient not only to compensate the heat loss caused in perimeter structures but also the heat loss due to efficient ventilation. The quantity of exchanged air also largely depends on the feeding system. It has been proved that the greatest problems of ventilation arise with the liquid feeds where the total vapour production of the animals and the liquid operation sources (water flushing of the floors, warm liquid feedstuffs) are very considerable. In such buildings, the efficiency of facilities for natural air exchange is inferior and a forced air exchange is necessary. The opinion that spacious rooms with a great number of windows do not need special ventilation facilities is mistaken and its negative influence will be proved especially during the winter months. Such buildings are cold and, moreover, after the restriction or elimination of air exchange they will be damp. And, it is well known that cold and damp conditions are most dangerous to all kinds and categories of pigs.

Anforderungen auf Umfassungskonstruktionen und Lüftung der Schweinemastställe

Das Gebiet der ČSSR wird nach der Anforderung der Norm ČSN 060210 in drei wichtigste klimatische Gebiete, nach denen auch Objekte für die Einstellung von Mastschweinen zu beurteilen sind, gegliedert. Mit Rücksicht darauf, daß diese Bauten nur durch die von den eingestellten Tieren erzeugte Wärme temperiert werden, wobei die Tiere auch eine beträchtliche Wasserdampfmenge produzieren, ist es notwendig, während der Wintermonate mit der Wärme zweckmäßig zu wirtschaften.

Die Gesamtproduktion der körperlichen Wärme der Tiere muß nicht nur für Wärmeverluste durch die Umfassungskonstruktionen, sondern auch für eine wirkungsvolle Lüftung ausreichend sein. Die Menge der ausgetauschten Luft ist in beträchtlichem Maße auch von der Fütterungstechnologie abhängig. Es zeigt sich, daß die größten Probleme der Lüftung eben in Mastställen für Naßfütterung vorkommen, denn hier ist die Gesamtproduktion von Wasserdämpfen von Tieren und aus nassen Betriebsquellen (Fußbodenreinigung mit Wasser, warmes flüssiges Futter) außerordentlich groß. In solchen Bauten ist die Wirksamkeit der Einrichtung für den Luftaustausch auf natürlichem Wege schwächer; ein zwangsweiser Luftaustausch wird hier erfordert. Ansichten, daß geräumige Mastställen mit zahlreichen Fenstern keine spezielle Lüftungseinrichtung bedürfen, sind unrichtig; besonders während der Win-

termonate wird die Unrichtigkeit dieser Behauptung bestätigt. Solche Bauten sind kalt und außerdem nach Hemmung oder Ausschließung des Luftaustausches noch feucht. Dabei ist es bekannt, daß das kalte und feuchte Milieu für sämtliche Arten und Kategorien der Schweine höchst gefährlich ist.

Inž. Karol Janáč, CSc.

CSAV, Ústav stavebníctva a architektúry

SAV, Bratislava

OBSAH

Grečenko A.: Ideální agregace kolového traktoru s nářadím vyžadujícím tahovou sílu	381
Velebil M.: Experimentální zjišťování parametrů pro výpočet technologických linek vyklizení hnoje z lehárny volných stájí	403
Janáč K.: Požiadavky na obvodové konštrukcie a vetranie vo výkrmniach ošipaných	417

СОДЕРЖАНИЕ

Греченко А.: Идеальная агрегация колесного трактора с орудиями, требующими тягового усилия (401). — Велебил М.: Экспериментальное определение некоторых параметров для вычисления технологических линий удаления навоза из лежбища помещений с бепривязным содержанием крупного рогатого скота (414). — Янач К.: Требования к контурной конструкции и вентиляции в свинарниках-откормочниках (430).

CONTENT

Grečenko A.: Ideal Connection of Wheel Tractor with Implement Requiring Traction Effort (401). — Velebil M.: Experimental Establishing of some Parameters involved in Calculation of Mechanized Operation Lines for Manure Disposal from Sleeping Quarters of Loose Housing (414). — Janáč K.: Requirements on Perimeter Structures and Ventilation in Buildings for Pig Fattening (431).

INHALT

Grečenko A.: Ideale Verbindung eines Radschleppers mit dem die Zugkraft erfordernden Gerät (402). — Velebil M.: Experimentelle Ermittlung einiger Parameter für die Berechnung technologischer Straßen der Ausmistung von Liegeplätzen der Laufställe (415). — Janáč K.: Anforderungen auf Umfassungskonstruktionen und Lüftung der Schweinemastställe (431).

TABLE DE MATIÈRES

Grečenko A.: Agrégation idéal du tracteur porte — outil à roues nécessitant la force de traction (res. An/401, Al/402). — Velebil M.: Constatation expérimentale de certains paramètres servant au calcul des lignes technologiques évacuant le fumier du local de logement des étables à stabulation libre (res. An/414, Al/415). — Janáč K.: Exigences sur les constructions périphériques et l'aération dans les porcheries d'engraissement (res. An, Al/431).

je věnováno otázkám velkovýrobní technologie konzervace píce silážováním ve věžích. Přináší dosavadní výsledky rozsáhlého komplexního výzkumného úkolu VÚZT v tomto oboru moderních metod konzervace píce, a to

- o způsobech konzervace při silážování píce ve věžích,
- o linkách pro sklizeň silážních plodin s vyšším obsahem sušiny,
- o linkách pro dopravu silážních plodin,
- o silážních věžích,
- o krmných systémech.

Až dosud zpracované a v tematickém dvojčísle shrnuté výsledky umožňují již teď zpřesnit některé názory na techniku konzervace píce silážováním a je možno jich využít při vývoji silážních staveb a zařízení i prakticky je prověřit v zemědělském provozu.

V tematickém dvojčísle jsou otištěny práce:

M. Preininger: *Výsledky výzkumu velkovýrobní technologie konzervace píce silážováním*

M. Preininger: *Současný stav velkovýrobních technologií konzervace píce silážováním ve věžích*

J. Mikulí, J. Čech: *K požadavkům přípravy a sklizně píce pro silážování*

Z. Fišer: *Dopravní systém pro senážní a silážní plodiny při skladování ve věžích*

H. Mašková, J. Havelík: *Průběh konzervace zaváděných siláží v ověřovaných typech věžových sil*

J. Blažek: *Zkoušky vybíračů siláže z věží*

J. Fiala: *Fyzikální vlastnosti pořezaných materiálů v procesu přípravy senáže a zavádě siláže*

J. Květoň: *Tlakové a teplotní poměry v silech*

J. Souhrada, P. Frček: *Nákladovost skladovacích prostorů siláže a senáže.*