

473
VĚDECKÝ ČASOPIS

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

3

ROČNÍK 14 (XLI)
PRAHA,
BŘEZEN 1968
CENA 10 Kčs

ÚSTŘEDÍ ZEMĚDĚLSKÉHO A POTRAVINÁŘSKÉHO VÝZKUMU

ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Jan Květoň (předseda), ing. Miloslav Adam, ing. Karel Bernhard, ing. Jiří Fiala, CSc., ing. Stanislav Haš, ing. Jaroslav Homolka, ing. Karel Joza, doc. Karel Koskuba, CSc., ing. Ján Kuchár, ing. Vladimír Píša, ing. Vladimír Suchý, prof. ing. Zdeněk Šteffl, doc. ing. Miroslav Thér, CSc., prof. ing. Ján Tomovčík, CSc., ing. Alois Vávra, CSc., Josef Višínský, CSc.

Vedoucí redaktor Čeněk Rendl

© Ústav vědeckotechnických informací, Praha 1968

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

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

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

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

■
Le journal 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. Paraît une fois par mois. Rédaction Prague 2, Slezská 7.

1. ÚVOD

1.1 Vývoj traktorů a nářadí, směřující k systémům s poloneseným či neseným nářadím, způsobil jistou odlišnost mezi pracovním nasazením traktoru k tahové práci a mezi způsobem, kterým je traktor zvláště. Uvedené systémy jsou charakterizovány uchycením nářadí na traktor pomocí třibodového závěsu, takže výsledný silový účinek nářadí na traktor se obvykle značně odlišuje od účinku prosté tahové síly, která je typická pro tahovou zkoušku a pro obvyklé způsoby uchycení přívěsného nářadí.

Prvním účelem předkládané práce je proto kvantitativní vyjasnění očekávaných odlišností mezi tahovou zkouškou kolového traktoru a mezi prací téhož traktoru v kombinaci s neseným nebo poloneseným pluhem. Bylo rozhodnuto řešit tuto otázku u pluhů jednak vzhledem k typičnosti této těžké tahové práce, a jednak proto, že bylo očekáváno kombinování výsledného silového účinku s přídavným klopným momentem, působícím též na traktor. Klopný moment vzniká u pluhů s obvyklými druhy odhrnovaček také částečně proto, že výsledný silový účinek půdy na plužní těleso se skládá z výsledné síly a z točivého momentu.

Charakteristickou odlišností práce traktoru s pluhem proti tahové zkoušce je dále to, že kolový traktor se při orbě pohybuje koly po jedné straně v brázdě, takže je nakloněn. Naklonění traktoru v kombinaci s účinkem klopného momentu způsobuje odlehčení jeho hnacích kol jedoucích po nezoraném poli a přetížení kol jedoucích v brázdě. To se projeví zhoršením tahových vlastností traktoru, zejména není-li použito uzávěry diferenciálu. Je-li povrch pole navlhlý, zvětšuje se též podstatně prokluz odlehčeného hnacího kola.

1.2 Dalším účelem práce je porovnání vlastností kombinace traktoru s poloneseným a neseným pluhem. Příslušná část práce úzce navazuje na problém uvedený v předchozím bodu.

Podle Grečenka [1] je nesený pluh druhem nářadí, které je připojitelné k traktoru různými prostředky takovým způsobem, že traktor může zvednout celou hmotu nářadí a v pracovním stavu se na traktor přenáší veškeré silové účinky působící na nářadí. Polonesený pluh je druh nářadí, které je připojitelné k traktoru různými prostředky takovým způsobem, že traktor může alespoň větší část hmoty nářadí zvednout a v pracovním stavu se na traktor přenáší též část sil působících na nářadí.

Při práci s neseným pluhem dochází ke změně zatížení náprav traktoru, která se příznivě projeví zlepšením záběrového účinku hnacích kol. Při použití poloneseného pluhu a volné funkci hydraulického mechanismu ovládajícího třibodový závěs dochází k menšímu dotížení hnacích kol traktoru, a tudíž k poměrnému snížení jejich záběrového účinku. Převážná část tíhy pluhu a svislé složky odporu půdy je totiž vyrovnána reakcí na opěr-

ném kole pluhu a zůstává tak nevyužita pro traktor. Vyosení opěrného kola mimo podélnou osu závěsu vyvolává navíc dodatečný klopný moment kolem podélné osy traktoru, který se přičítá ke klopnému momentu od plužních těles a popř. též od excentricky položeného těžiště nářadí. To způsobuje větší odlehčení polního hnacího kola traktoru než při použití neseného pluhu. V důsledku uvedených odlišností byly u traktoru s poloneseným pluhem očekávány zhoršené tahové vlastnosti, a to zejména na půdě s navlhým povrchem.

Odlehčení polního hnacího kola traktoru sledoval např. Jušin [2], který u kolového traktoru MTZ-5L s tříradličným poloneseným pluhem ve volné poloze zjistil na polním kole o 24 % menší reakci než na kole brázdovém. Při nadlehčení pluhu se tento rozdíl ještě více zvětšil. Prokluz polního hnacího kola při otevřeném diferenciálu byl 1,5 až 2krát větší než prokluz brázdového kola. Toto zjištění dost dobře souhlasí s hodnotami naměřenými u traktoru Zetor 3011 a uvedenými v této práci.

1.3 K hodnocení tahových a dalších vlastností kolového traktoru s poloneseným a neseným pluhem byla již dříve vypracována a dosud je používána výpočtová metoda [3, 4], která však neuvažuje naklonění traktoru a klopný moment od nářadí. Účelem této práce bude odvození teoretických podkladů k hodnocení vlastností traktoru v kombinaci s nářadím při uvažování naklonění traktoru a klopného momentu od nářadí. Výsledků této experimentálně ověřené metody bylo použito ke konfrontaci s dosavadní jednodušší metodou; tím bylo možno zhodnotit přesnost a stanovit použitelnost této dosavadní metody.

1.4 Práce má toto uspořádání:

Experimentální část vychází v první řadě z návrhu měření některých vlastností kolového traktoru Zetor 3011 v kombinaci s dvouradličným pluhem PN 252, který byl pro tuto práci k dispozici. Byla snaha co nejvíce zjednodušit četná měření, a to vždy s ohledem na požadovanou přesnost při aplikaci jejich výsledků. V některých úsecích práce byla dána přednost kombinaci měření a jednoduchého výpočtu před složitým výpočtem s nezaručitelnou přesností.

Při měření tahových vlastností traktoru jak na poli, tak zejména v brázdě bylo použito urychlené metody, která zavádí plynulé měření prokluzu hnacích kol v závislosti na tahové síle, a tudíž umožňuje získat prokluzové křivky pro každé hnací kolo na poměrně krátké dráze. Tato měřicí metoda je též pravděpodobně jediným vhodným způsobem, jak zjistit tahové vlastnosti traktoru v brázdě.

Účelem třetí, teoretické části je výpočtové interpretování důležitých pracovních vlastností kolového traktoru s neseným a poloneseným pluhem a sestrojení příslušných tahových charakteristik.

Čtvrtá část práce obsahuje zhodnocení zjištěných rozdílů v pracovních vlastnostech sledovaného traktoru při použití zejména tahových charakteristik.

2. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

2.1 NÁVRH A PROVEDENÍ EXPERIMENTŮ

2.1.1 Účelem experimentů bylo nalézt údaje použitelné k teoretickému řešení a kromě toho zjistit veličiny vhodné k ověření správnosti výpočtů.

Vycházelo se z toho, že působení pluhu na nakloněný traktor lze nahradit jedinou výslednou silou v kombinaci s momentem silové dvojice. Uvedená síla je výslednicí tíhy pluhu, pracovního odporu plužních těles a dalších reakcí půdy na pluh. Moment dvojice vzniká jednak na vlastních plužních tělesech (ztv. točivý moment, jenž působí v rovině kolmé na výslednou sílu od plužních těles), jednak u poloneseného pluhu vlivem reakce půdy na výstředně umístěné hloubkové kolo pluhu vzhledem k podélné ose traktoru

a také vlivem případné výstřednosti těžiště pluhu k těže ose. Je-li moment dvojice obecným prostorovým účinkem, lze ho rozdělit na složky ve třech hlavních rovinách. Největší vliv na zatížení hnacích kol bude nesporně mít moment působící v rovině kolmé na podélnou osu traktoru, tzv. klopný moment, který do jisté míry ovlivňuje práci traktoru s pluhem, jak bylo řečeno již v úvodu.

Část experimentů měla jednak zjistit výsledné síly od pluhu na traktor, jednak stanovit velikost klopného momentu.

2.1.2 Řada autorů publikovala způsoby a některé výsledky měření jak sil v třibodovém závěsu traktoru s pluhu, tak i účinků na plužní tělesa. První druh měření byl použit zejména k sledování zpětnovazební funkce závěsu při regulaci pracovní hloubky a též k posouzení výsledného účinku pluhu na traktor.

K stanovení silových účinků je třeba u třibodového závěsu měřit síly v některých členech, které přenášejí sílu pouze ve směru své osy (tj. chovají se jako pruty), dále síly v některých kloubech, a konečně zaznamenávat polohu závěsu vzhledem k traktoru. K přesnému určení všech silových účinků na traktor i pluh by bylo třeba velmi komplikovaného měřicího zařízení, jak vyplývá z důsledného rozboru sil v celé této soustavě, který vypracoval Kuczewski [5, 6]. Z toho důvodu se autoři obvykle zmiňují o různých předpokladech týkajících se zejména působistě či směru některých sil na pluh a umožňujících zjednodušení experimentů [7, 8].

K určení sil na nesený pluh (pevná poloha) stačí např. podle Skalweita [7] měřit síly na dvou místech, a to osovou sílu v horním rameni a vodorovnou složku výsledného odporu pluhu W_L . Skalweit uvádí dva způsoby řešení dalších sil.

Při prvním způsobu se vychází ze známého vektorového součtu $\overline{W}_L + \overline{G}_{pf}$ ($\overline{G}_{pf}$ označuje tíhu pluhu). Je třeba znát polohu těžiště pluhu, polohu nositelky svislé složky odporu plužních těles a odhadnout podle jiných měření (např. Getzlaff [9] z r. 1953) její velikost, dále je třeba odhadnout velikost, polohu a směr reakce na plazovou desku zadního plužního tělesa. O této reakci je z pozdějších měření Skalweita [8] známo, že může mít u tříradličného pluhu velikost 0–150 kp v závislosti na pružnosti rámu neseného pluhu, na přejíždění nahodilých nerovností, či na průběhu hloubkové regulační funkce hydraulického mechanismu ovládajícího závěs. S danými předpoklady lze vyřešit ostatní síly v závěsu, a to obvykle jejich součty pro dvě spodní ramena a dvě zvedací táhla, uchycená na těchto ramenech.

Při druhém způsobu podle Skalweita [7] se měření a vyhodnocení provede ve dvou fázích. V první fázi pracuje pluh ve volné poloze a z podmínky rovnováhy se stanoví velikost svislé složky V pracovního odporu plužních těles. V druhé fázi pracuje pluh v pevné poloze s regulací hloubky orby. Při vyhodnocování se uvažuje dříve zjištěná velikost V a tedy i vodorovná složka odporu plužních těles. Z rovnováhy celého mechanismu se určí jak síly v třibodovém závěsu, tak i reakce půdy S na plazovou desku posledního tělesa. Působistě této reakce je ovšem třeba opět předpokládat.

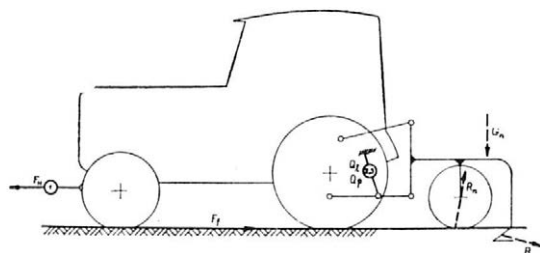
Měří-li se ve třech místech, mohou být podle Skalweita [7, 8] určeny síly V i S současně. Skalweit se zmiňuje o dvou možnostech, a to: měřit osovou sílu v horním rameni závěsu, celkový vodorovný odpor pluhu a součet osových sil ve zvedacích táhlech [7], nebo složku síly od horního ramene, přenášenou zpětnovazební pružinou, a dvě složky sil procházejících koncovými čepy dolních ramen, v nichž je uchyceno nářadí [8]. V obou případech se poloha závěsu zaznamenává vzhledem k trupu traktoru. Měření síly od zpětnovazební pružiny místo přímo na horním rameni (druhý případ) dává pravděpodobně méně zkreslený údaj ke stanovení polohy koncového bodu pružiny a tím i regulačního šoupátka hydrauliky při dynamickém chování závěsu. Protože Skalweit měřil ve druhém případě též průběh tlaku v hydraulickém zvedacím válci, hloubku orby a naklonění traktoru, využil plně k měření šestismyčkový oscilograf a navíc potřeboval tři další záznamy. Polohy některých sil na pluhu bylo přesto třeba opět předpokládat.

2.1.3 Při našem měření bylo třeba získat navzájem vázané údaje o odporu plužních těles R , o klopném momentu M_x na základě vyhodnocení naměřených sil ve dvou zvedacích táhlech Q_p a Q_l , o prokluzech pravého brázdivého a levého polního hnacího kola traktoru δ_p a δ_l , zjišťovat hloubku orby h_p , šířku záběru pluhu B_n a rychlost pohybu soupravy V . Údaje R , δ_p a δ_l měly být použity jako veličiny pro ověření správnosti výpočtu tahové charakteristiky. Hodnoty M_x , R a další, kromě prokluzů, představovaly výchozí údaje pro teoretické řešení. Pro měřicí práce byl k dispozici třismyčkový oscilograf se čtvrtou stopou, adaptovanou z časové základny pro záznam pulsů od pátého kola, k měření prokluzu a rychlosti jízdy. Bylo proto rovněž třeba vycházet z určitých předpokladů a měření jednotlivých veličin vhodně kombinovat.

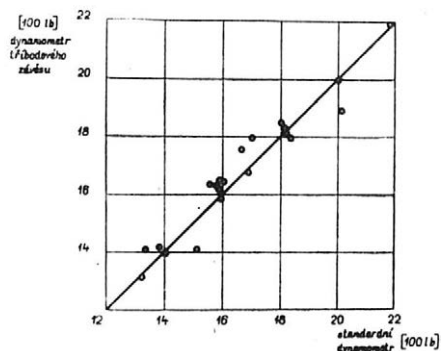
Hlavní předpoklady při měření a vyhodnocování byly: výsledná síla působení půdy na plužní tělesa R prochází geometrickým středem středů odporu jednotlivých plužních těles v poloviční hloubce orby [1, 3]. Tato síla zahrnuje i případnou reakci půdy na zadní plazovou desku a vodorovnou třecí složku boční reakce půdy na plužní tělesa. Síla R svírá s horizontálou úhel 10° , což je též předpokladem dalších výpočtů. Podle Grečenka [1] je to pravděpodobný sklon výsledné síly působící na pracovní orgány pluhu v těžší půdě při hloubce orby větší než cca 15 cm a při mírně otupených ostřích radlic. Je známo, že při zahlučování pluhu se tento úhel zprvu mírně zmenšuje a po dosažení jmenovité hloubky orby plužním tělesem rychle klesá [1, 8]. Otupení radlic má na tento úhel podobný účinek jako zvětšování hloubky orby. Mimoto byl odhadem stanoven součinitel valení opěrného kola u poloneseného pluhu. Lze se domnívat, že výchozí předpoklady jsou pro daný účel práce celkem vyhovující a že jakákoliv snaha o další zpřesnění uvedené metody by při dosavadním vybavení neměla prakticky význam.

Měření bylo třeba rozdělit na dvě fáze. V první fázi byla při několika hloubkách orby stanovena výsledná síla působení půdy na plužní tělesa R , a to pomocí údaje F_H tahového dynamometru při tažení zkoušeného traktoru se zahlučebným pluhem dalším traktorem (jedna stopa záznamu oscilografu — obr. 1). Současně byly snímány síly v obou zvedacích táhlech Q_p a Q_l tříbodového závěsu (dvě stopy), měřena rychlost pátým kolem (jedna stopa) a další pomocné veličiny (hloubka orby a šířka celkového záběru pluhu). Odpor valení F_f zkoušeného traktoru v brzdě byl zjištěn jeho tažením se zvednutým pluhem.

O metodě stanovení odporu R měřením tahové síly F_H uvedl Scholtz [10], že dává prakticky stejné výsledky jako metoda s použitím speciálního dynamometru pro tříbodový závěs (obr. 2).



1. Schéma rozmístění měřicích míst na traktoru při měření s pluhem; v první fázi (traktor tažen) bylo měřeno v místech 1, 2, 3; ve druhé fázi traktor táhl a nebyla proto snímána síla v místě 1



2. Porovnání naměřené výsledné horizontální síly neseného nářadí, působící na traktor, při měření tahovým dynamometrem (obr. 1, místo 1) a speciálním dynamometrem pro tříbodový závěs podle Scholtze [10]

V druhé fázi měření zkoušený traktor táhl pluh sám při několika různých hloubkách orby (obr. 3). Přitom byly jako hlavní údaje alternativně zaznamenávány buď síly ve dvou zvedacích táhlech (dvě stopy záznamu oscilografu) a okamžitý prokluz jednoho z hnacích kol (dvě stopy: impulsy od hnacího a od pátého kola), nebo síla v jednom zvedacím táhle (jedna stopa) a okamžité prokluzy obou hnacích kol při otevřeném diferenciálu (tři stopy). Z impulsů od pátého kola byla při ocejchované rychlosti posuvu filmu oscilografu též vyhodnocena rychlost pohybu.



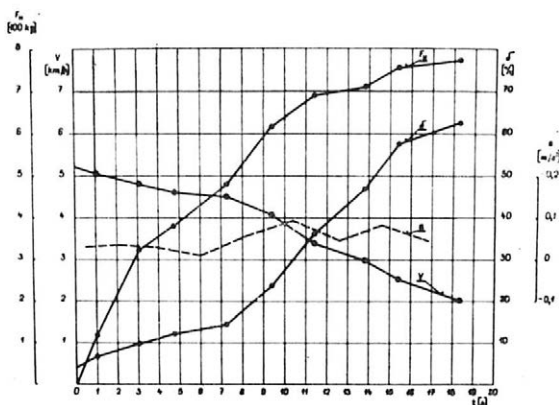
3. Příprava na měření sil u kombinace traktoru s pluhem



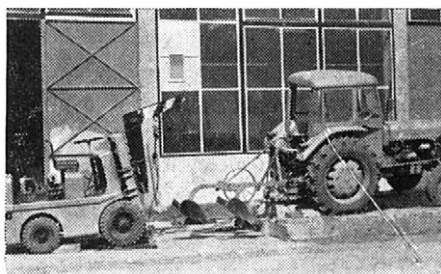
4. Souprava pro urychlené tahové zkoušky. Zprava doleva: sledovaný traktor Zetor 3011, zatěžovací a měřicí vozidlo Tatra 128, traktor Zetor 2011, jehož přední kolo bylo použito jako páté kolo pro záznam prokluzu

2.1.4. Vzhledem k tématu práce byly jako další druh měření konány tahové zkoušky traktoru při jízdě jak všemi koly v horizontální rovině, tak i pravými koly ve vyorané brázdě (obr. 4). Veškeré tahové zkoušky byly vykonány urychlenou metodou při pomalé plynulé změně zatěžující síly od nuly do největšího zatížení a se záznamem okamžitého prokluzu. Zpomalení sledovaného traktoru nesmělo překročit hodnotu $0,1 \text{ m/s}^2$, aby chyba v záznamu tahové síly nebyla větší než nepřesnost údaje dynamometru ve spojení s oscilografem (obr. 5). Spotřeba paliva nebyla měřena. Zvláště byl změřen odpor valení a vykonány „nulové“ jízdy k stanovení podmínek nulového prokluzu a k ocejchování pátého kola.

Při měření v jízdě dvěma koly v brázdě byly podobnou metodou zjištěny prokluzy pravého i levého hnacího kola sledovaného traktoru. Urychlená metoda se zde ukázala



5. Časový snímek průběhu urychlené tahové zkoušky; zpoždění je označeno a



6. Laboratorní měření síly pluhu na traktor s vyloučením točivého momentu od plužních těles

jako zvlášť výhodná, protože celá prokluzová křivka mohla být zjištěna při jedné jízdě na úseku asi 100 m. Měřicích jízd se konalo ovšem více.

2.1.5 Další měření zahrnovala zejména laboratorní měření sil působících ve zvedacích táhlech sledovaného traktoru s pluhem při simulování odporu plužních těles tahovou silou (obr. 6). Účelem laboratorního měření bylo zjistit stupeň ovlivnění sil v těchto táhlech pouhým účinkem tíhy a pracovního odporu pluhu a tím umožnit oddělení účinku samotného točivého momentu na klopný moment. U traktoru byly vytvořeny stejné podmínky jako při orbě. Levá kola byla o 20 cm výše než pravá. Tahová síla byla vyvinuta pomocí vysokozdvizného vozíku, kladky a lana.

Na pluhu byla provedena příslušná adaptace. Úhel působení tahové síly s horizontálou byl 10° . Tahová síla byla plynule zvyšována a snímána tenzometrickým dynamometrem

Měření u neseného i poloneseného pluhu ukázala, že na síly ve zvedacích táhlech má vliv pouze tíha pluhu, zatímco sám odpor půdy tyto síly neovlivňoval. Výsledná síla odporu u neseného pluhu zřejmě procházela v blízkosti pólu otáčení tříbodového závěsu. Účinek tíhy pluhu na síly v táhlech byl zahrnut do vyhodnocování klopného momentu.

Průběh hloubky orby byl měřen profilografem konstrukce Šmicr - Grečenko. Sledovaný traktor i pluh byl před zkouškami vážen a proměřen.

2.2 MĚŘICÍ VYBAVENÍ A PODMÍNKY MĚŘENÍ

2.2.1 Pro měření byl k dispozici standardní kolový traktor Zetor 3011 a dvouradličný pluh starší konstrukce PN 252. Některé údaje o použitém traktoru:

výkon motoru cca 30 k,
tíha traktoru 2150 kp,
poměrné zatížení předních/zadních kol 33/67 %,
rozvor 1918 mm,
rozchod 1500 mm,
výška tažného závěsu 360 mm,
výška těžiště nad zemí 677 mm,
pláště předních kol 6,00 – 16 při huštění 2,0 at,
pláště zadních kol 11 – 28 při huštění 0,8 at,
pláště hnacích kol byly sjety o 40 %.

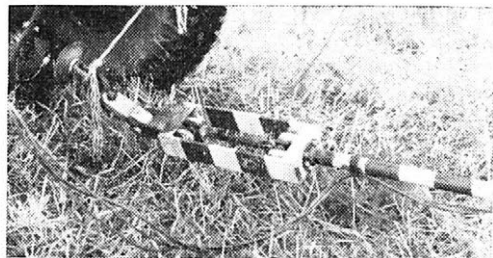
Dvouradličný pluh se zavěšuje na traktor pomocí tříbodového závěsu a může pracovat jako polonesený (s opěrným kolem) nebo nesený. Pracovními orgány jsou dvě plužn. tělesa typu C 12. Teoretický záběr jednoho plužního tělesa je 30 cm. Tíha pluhu beít předradliček je 200 kp. Plužní ostří radlic bylo před zkouškami vykováno.

2.2.2 Brzdícím a současně měřicím vozidlem byl speciálně vybavený terénní vůz katedry traktorů Tatra 128. Pro záznamy tenzometrických měření bylo použito třísmýčkového oscilografu RFT 3-SO v kombinaci s můstkem TDA 3. Z časové základny oscilografu byla vytvořena čtvrtá stopa, umožňující záznamy impulsů od pátého kola.

Pro měření prokluzu bylo použito elektrických kontaktů na obou zadních kolech traktoru s dělením na jednu dvanáctinu obvodu kola, což představuje bezprokluzovou dráhu asi 30 cm. Páté kolo menšího průměru dávalo čtyři impulsy na jednu otáčku.

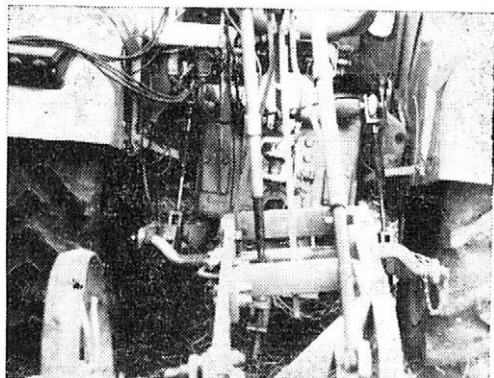
Tenzometrické tahové čidlo bylo zhotoveno z kvalitní ocelové trubky (obr. 7). Podobně jednoduché konstrukce byla různě dlouhá tenzometrická zvedací táhla tříbodového závěsu (obr. 8). Levé táhlo muselo být podle zkušenosti zesíleno, protože u poloneseného pluhu přenášelo při orbě značnou vzpěrnou sílu.

2.2.3 První měření byla konána na podzim r. 1966, kdy bylo neobyčejně vlhké léto, a proto byla půda velmi utlačena. Z těchto měření pocházejí některé fotografie v této práci. Získané výsledky nebyly plně vyhovující. Proto bylo celé měření opakováno ještě



7. Tenzometrické tahoměrné čidlo s ochranným rámem

8. Provedení tenzometrických zvedacích táhel u třibodového závěsu



v březnu r. 1967 na poli po sklizni obilí z ložského roku, jehož půda byla po zimě konzolidována a ve vhodném stavu pro orbu. Pro měření při orbě byly vytyčeny dva měřicí úseky o délce 20 m.

Podle normy ČSN 72 1001 byla půda klasifikována jako hlína [11]. Index plasticity IP byl 12,7 %, vlhkost stěn a dna brázdy při orbě do 20 cm byla 23 %. Objemová hmota suché zeminy byla průměrně 1,54 g/cm³, specifická hmota zrn průměrně 2,63 g/cm³.

Při měření byla teplota vzduchu okolo 0 °C. Tahová zkouška při jízdě traktoru všemi koly v horizontální rovině byla uskutečněna později než ostatní měření, a proto vlhkost povrchové vrstvy půdy byla zvýšena — v průměru činila 35 %.

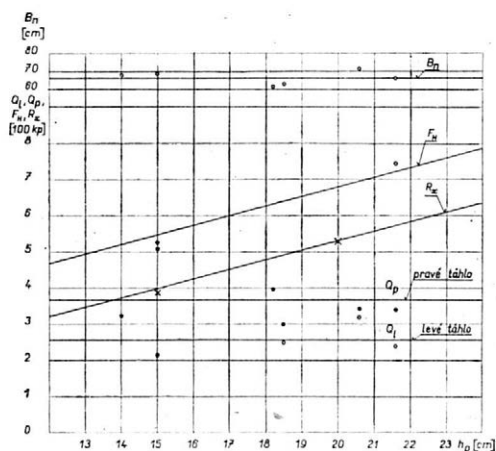
2.3 NAMĚŘENÉ A VYHODNOCENÉ VÝSLEDKY

2.3.1 Vyhodnocením naměřených veličin při orbě s neseným pluhem při rychlosti asi 4,5 km/h byly získány výsledky znázorněné na obrázku 9. Příslušné hodnoty jsou v závislosti na průměrné hloubce orby vyneseny na obou měřicích úsecích. Vodorovná složka odporu plužních těles R_x klesá celkem podle očekávání lineárně s hloubkou orby, takže měrný odpor půdy k_o je konstantní veličinou 40,4 kp/dm². V obou zvedacích táhlech byly zjištěny tahové síly. Nebylo možné prokázat závislost těchto sil na hloubce orby a tím i na odporu plužních těles. Z toho vyplývá, že klopný moment je nutno považovat v daném rozsahu hloubek orby za veličinu téměř konstantní.

Z výsledků získaných u traktoru s poloneseným pluhem vyplývají v podstatě stejné závěry jako u neseného pluhu (obr. 10). Ze sil ve zvedacích táhlech vyplývá, že se patrně nepodařilo vytvořit zcela volnou polohu (pluh byl poněkud nadlehčován), jelikož absolutní velikost Q_p je asi o 90 kp větší než velikost Q_l . Hodnoty R_x byly v podstatě získány z příslušných údajů B_n , h_p a měrného odporu půdy k_o , který byl naměřen u neseného pluhu. Přesto byla uskutečněna grafická kontrola (obr. 11), která vychází ze zvolené síly R_x , přepočtené na sílu $R = R_x / \cos 10^\circ$. Důkazem správnosti byla velikost síly F_H , jež souhlasí s naměřeným údajem z obrázku 10.

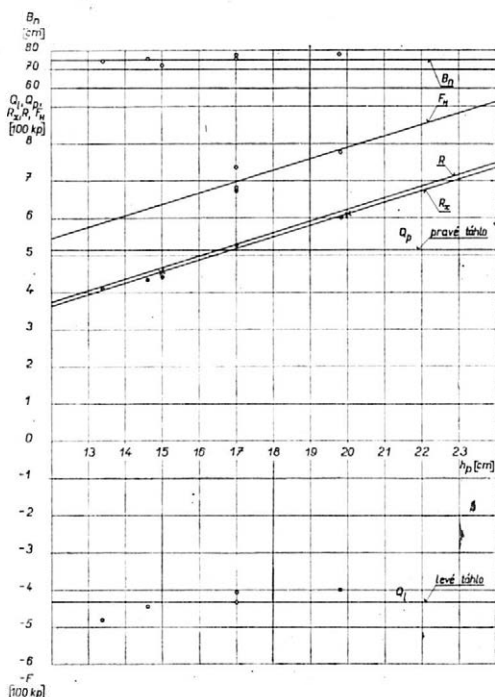
2.3.2 Klopný moment M_x je na traktor přenášen především zvedacími táhly a silami v čepích N_{op} a N_{ol} (obr. 12). Místo těchto čtyř účinků je jednodušší uvažovat jejich ekvivalentní dva účinky v koncových bodech dolních ramen N_p a N_l , v nichž je připevněno nářadí.

Klopný moment byl stanoven měřením a výpočtem. Po nastavení zvedacího mechanismu jako při orbě byly na rovnou podlahu promítnuty tři charakteristické body každého dolního ramene ve směru zvedacího táhla (rovina byla proložena téměř vodorovným dolním ramenem a zvedacím táhlem. Např. v průsečíku Q_l s podlahou byla tato síla



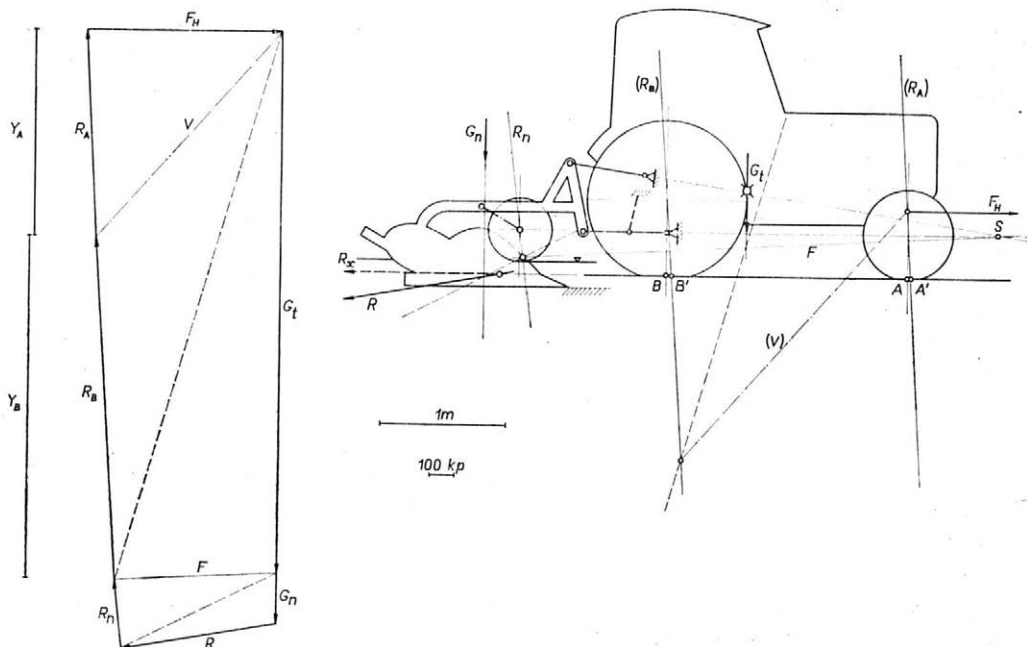
9. Výsledky měření s neseným pluhem v závislosti na hloubce orby h_p
 B_n — šířka záběru pluhu, R_x — vodorovná složka odporu plužních těles, F_H , Q_p , Q_l — viz obr. 1

10. Výsledky měření s poloneseným pluhem v závislosti na hloubce orby
 Označení jako v obr. 9

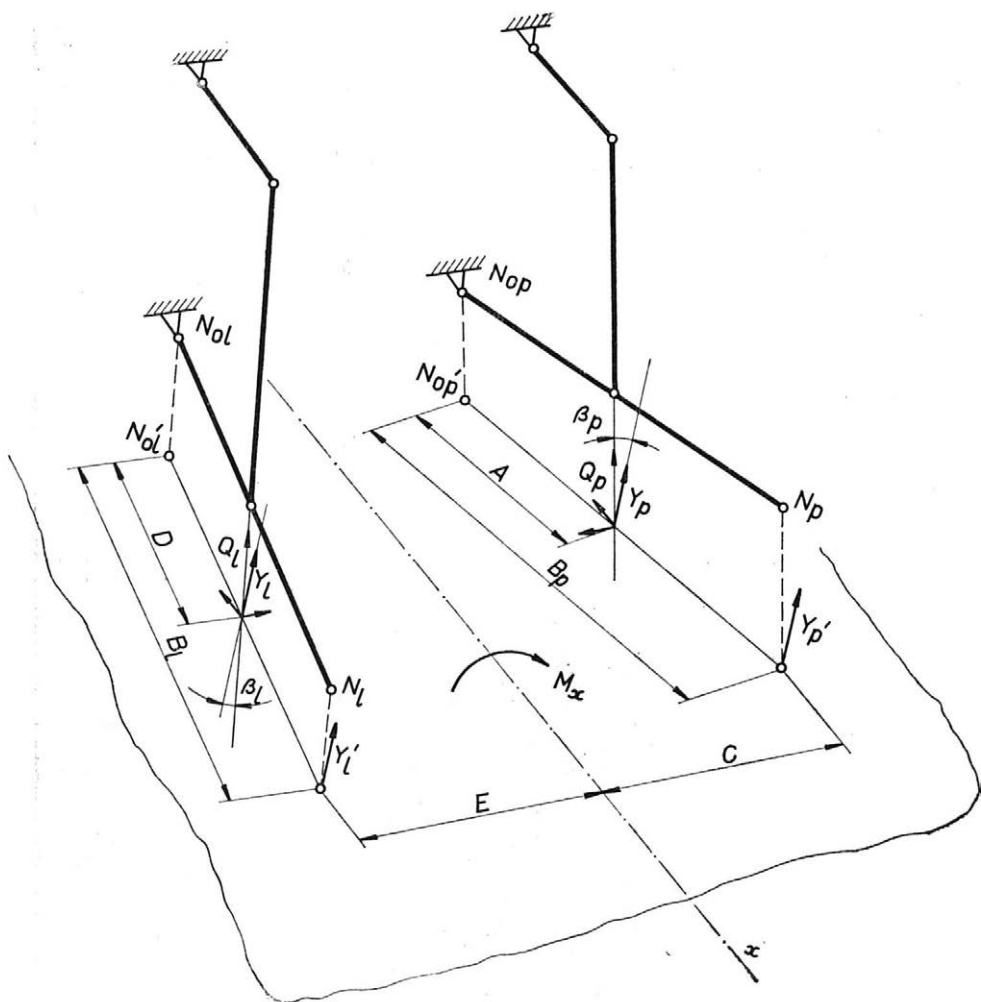


rozložena ve tři kolmé složky, z nichž bylo třeba znát pouze sílu $Y_l = Q_l \cdot \cos \beta_l$. Prostorový směrový úhel β_l byl odměřen. Z momentové výminky k bodu N_{ol} plyne velikost ekvivalentní síly Y'_l . Klopný moment M_x k ose traktoru x je určen součtem momentů

$$M_x = E \cdot Y'_l - C \cdot Y'_p \quad (1)$$



11. Grafická kontrola závislosti $F_H = f(R_x)$ pro kombinaci traktoru s poloneseným pluhem (vztahuje se k obr. 10)

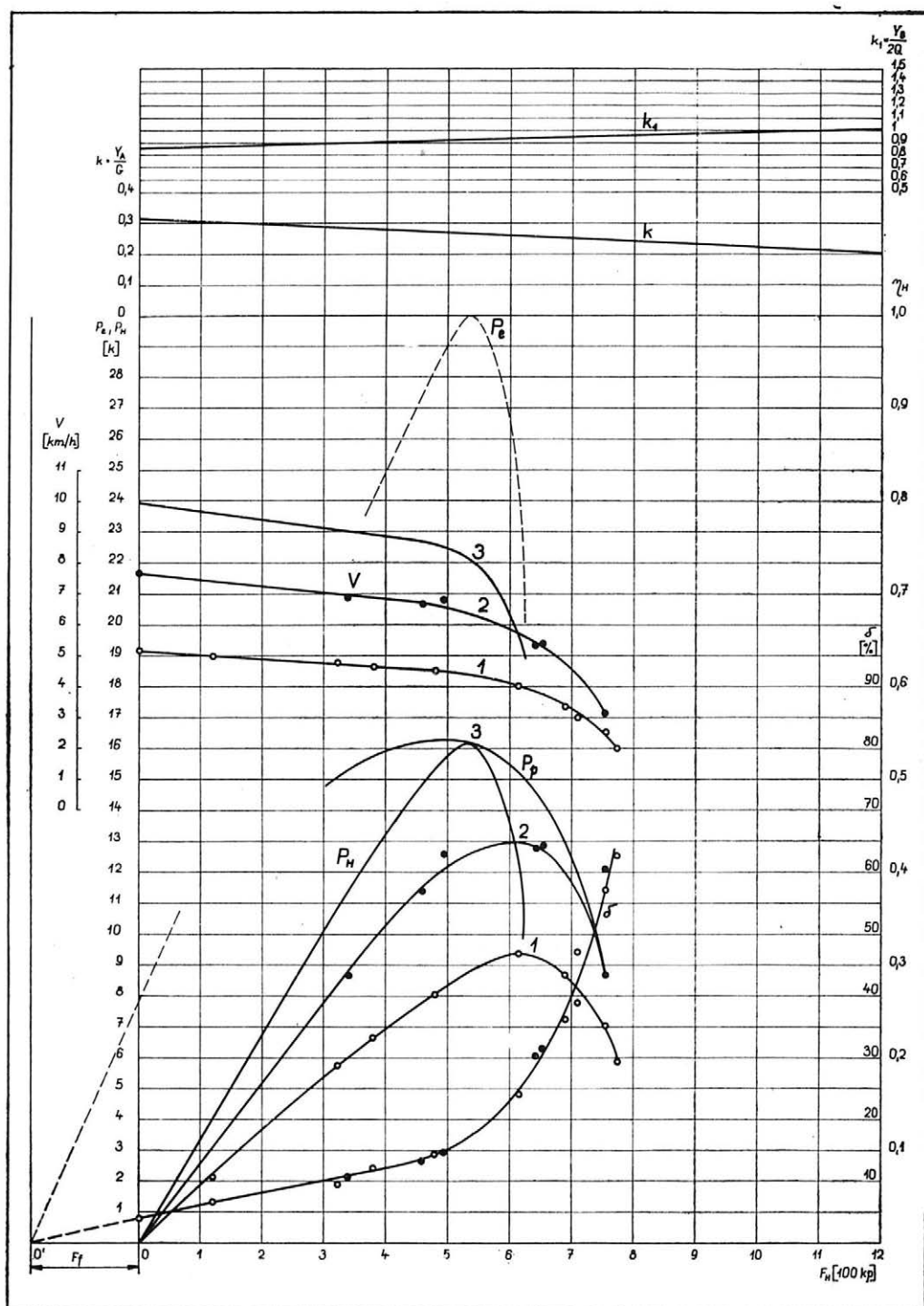


12. Schéma k přibližnému stanovení klopného momentu ze sil ve zvedacích táhlech, známých pomocí měření a výpočtu. Síly Q_p a Q_l jsou zakresleny jako účinky na traktor při tlaku ve zvedacích táhlech

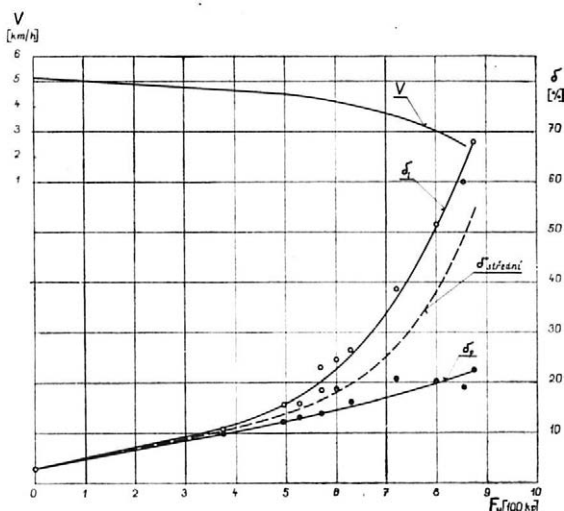
Byly zjištěny tyto velikosti klopného momentu M_x :

- od neseného pluhu 68 kpm,
- od poloneseného pluhu 220 kpm.

Oba momenty odlehčují levé polní hnací kolo traktoru. Klopný moment s poloneseným pluhem je větší než s neseným pluhem. Odečtením hodnoty klopného momentu pro nesený pluh od momentu pro polonesený pluh se obdrží klopný moment vlivem opěrného kola poloneseného pluhu k podélné ose traktoru. Pozdějším grafickým řešením reakce na opěrné kolo poloneseného pluhu byla zjištěna její velikost asi 275 kp. Byla odměřena vzdálenost této reakce od podélné osy traktoru 0,5 m, takže se moment této reakce rovná asi 138 kpm. Sečtením této hodnoty s momentem u neseného pluhu 68 kpm se obdrží hodnota 206 kpm, která je blízká hodnotě momentu 220 kpm naměřené u poloneseného pluhu. Uvedený výpočet potvrzuje, že zvýšení klopného momentu u poloneseného pluhu vzhledem k pluhu nesenému je způsobeno především momentem reakce opěrného kola.



13. Tahová charakteristika traktoru Zetor 3011 na horizontálním povrchu pole, naměřená, kromě 3. převodového stupně, urychlenou metodou



14. Prokluzové křivky pravého a levého hnacího kola traktoru při jízdě pravými koly v brázdě, naměřené urychleným způsobem; zakresleny jsou dále rychlost pohybu a střední prokluz

2.3.3 Tahová charakteristika traktoru při jízdě s koly v jedné rovině je znázorněna na obrázku 13. Údaje pro třetí převodový stupeň a křivka potenciálního výkonu P_p byly dodatečně vypočteny. Symbol k označuje poměr normálové reakce Y_A na přední nápravě k tíze traktoru G . Poměr k_1 je roven podílu poloviční normálové re-

akce $Y_B/2$ na zadní nápravě k únosnosti Q jedné hnací pneumatiky.

2.3.4 Na obrázku 14 jsou znázorněny některé výsledky urychlené tahové zkoušky traktoru při jízdě s pravými koly v brázdě. Prokluz δ_p pravého hnacího kola je při silách $F_H > 400$ kp podstatně menší než prokluz δ_l levého kola, a to vlivem odlišného zatížení kol při naklonění traktoru a vlivem lepších záběrových podmínek na pravém hnacím kole. Střední prokluz δ_s je podle Grečenka [3] určen výrazem

$$\delta_s = \frac{\delta_p + \delta_l - 2 \delta_p \cdot \delta_l}{2 - (\delta_p + \delta_l)} \quad (2)$$

a není tedy obecně roven aritmetickému průměru prokluzů obou kol.

3. TEORETICKÁ ČÁST

3.1 UPŘESNĚNÁ ZÁVISLOST $F_x = f(\mu)$

Při výpočtu tahových charakteristik traktorů se vychází z obecné závislosti prokluzu δ na součiniteli záběru $\mu = F_T/Y_B$, jež se za pomoci vztahu $F_x = f(\mu)$ přepočte na žádanou prokluzovou křivku $\delta = f(F_x)$ [3, 4]. Označení sil a rozměrů vyplývá z obrázku 15. Další postup sestrojení tahové charakteristiky způsobem zvaným „výkon . účinnost“ publikoval Grečenko [např. 3].

Závislost $F_x = f(\mu)$ pro traktor jedoucí všemi koly ve stejné výši a bez působení klopného momentu M_x může být vyjádřena např. takto [12]:

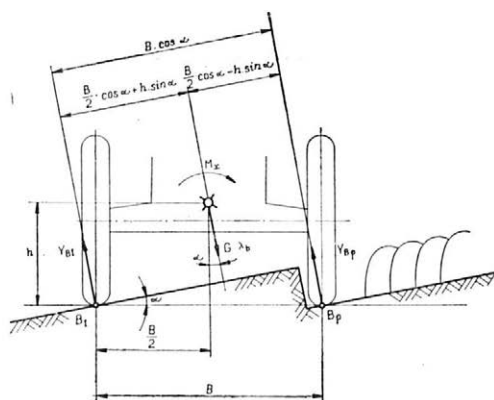
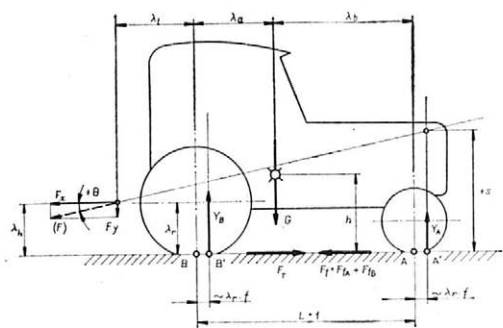
$$F_x = G \cdot \frac{\mu(\lambda_b + \lambda_r \cdot f) - f}{1 + f \cdot \operatorname{tg} \Theta - \mu \cdot s} \quad (3)$$

kde

$$s = \lambda_h + \operatorname{tg} \Theta (1 + \lambda_l + \lambda_r \cdot f) \quad (4)$$

Při odvození zpřesněného vztahu pro hnací kola traktoru v nestejně výši a s uvažováním klopného momentu M_x musí být počítáno s každým hnacím kolem odděleně. Pro pravé či levé hnací kolo, je-li diferenciál traktoru v činnosti, platí [3, 11]:

$$\mu_p = \frac{F_T}{2 Y_{Bp}} ; \mu_l = \frac{F_T}{2 Y_{Bl}} \quad (5)$$



15. Silové a rozměrové schéma táhnoucího traktoru s jednotkovým rozvorem $L = 1$

16. Silové a rozměrové schéma traktoru s pravými koly v brzdě

Hnací síla F_T má při mírném naklonění traktoru přibližnou velikost:

$$F_T = F_x(1 + f \cdot \operatorname{tg} \Theta) + G \cdot f \quad (6)$$

Normálové reakce Y_{Bp} (Y_{Bl}) (obr. 16) se skládají z těchto složek:

- statického zatížení kola na rovině $\frac{1}{2} G \cdot \lambda_b$
- přitížení (odlehčení) vlivem naklonění traktoru $\pm G \cdot \lambda_b \cdot \frac{h}{B} \cdot \operatorname{tg} \alpha$
- přitížení vlivem účinku vnější síly F_x a momentu odporu valení $+\frac{1}{2} (F_x \cdot s + G \cdot \lambda_r \cdot f)$
- přitížení (odlehčení) vlivem klopného momentu $\pm \frac{M_x}{B \cdot \cos \alpha}$

U pravého kola jsou všechny složky kladné.

Dosazením do rovnic (5) se po úpravě obdrží konečný výraz pro μ_{psl} [11]:

$$\mu_{psl} = \frac{F_x(1 + f \cdot \operatorname{tg} \Theta) + G \cdot f}{G \left[\lambda_b \left(1 \pm \frac{2h}{B} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) + \lambda_r \cdot f \pm \frac{2 M_x}{G \cdot B \cdot \cos \alpha} \right] + F_x \cdot s} \quad (7)$$

Alternativní výraz pro F_x zní:

$$F_x = G \cdot \frac{\mu_{psl} \left[\lambda_b \left(1 \pm \frac{2h}{B} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) + \lambda_r \cdot f \pm \frac{2 M_x}{G \cdot B \cdot \cos \alpha} \right] - f}{1 + f \cdot \operatorname{tg} \Theta - \mu_{psl} \cdot s} \quad (7a)$$

Výraz (7a) se redukuje na jednoduchý vzorec (3) při $\alpha = 0$ a $M_x = 0$, což podporuje jeho správnost.

3.2 TAHOVÉ CHARAKTERISTIKY

Tahové charakteristiky nakloněného traktoru při orbě s neseným a poloneseným pluhem byly vypočteny pomocí středního prokluzu δ_s . Určení závislosti $\delta = f(R_x)$, a to zvláště u poloneseného pluhu, není příliš jednoduché. Výpočet je blíže popsán v práci Al-Kazzaze [11]. Zde se krátce zmíníme o hlavních rysech tohoto výpočtu.

Prokluzu naměřené v brzdě a vynesené v závislosti na tahové síle F_H (obr. 14) se za pomoci vzorce (7) s dosazením parametrů traktoru z tahové zkoušky přepočtou do zobecněného tvaru $\delta_{p,l} = f(\mu_{p,l})$. Z tohoto tvaru se opět pomocí vzorce (7a) nebo (7) při dosazení parametrů traktoru s neseným či poloneseným pluhem vypočtou prokluzové křivky v závislosti na vodorovné složce F_x vnější síly působící na traktor. Touto vnější silou je u neseného pluhu přímo odpor plužních těles R_x za podmínky, že tíha pluhu a tíha traktoru byly předem sečteny na tíhu agregátu. U poloneseného pluhu je síla F_x rovna vektorovému součtu $(\overline{R} + \overline{G_n} + \overline{R_n}) \cdot \cos \theta$. K dosazení do rovnice (7) pro polonesený pluh musí být znám vztah mezi silou F_x a úhlem θ [4, 11].

Prokluz a tahová charakteristika se nejvhodněji vynesou v závislosti na vodorovné složce odporu plužních těles R_x . Je to výhodné z hlediska porovnatelnosti obou druhů pluhů, jelikož síla R_x je vázána na hloubku orby h_p . U poloneseného pluhu však musí být známa též závislost mezi silami F_x a R_x .

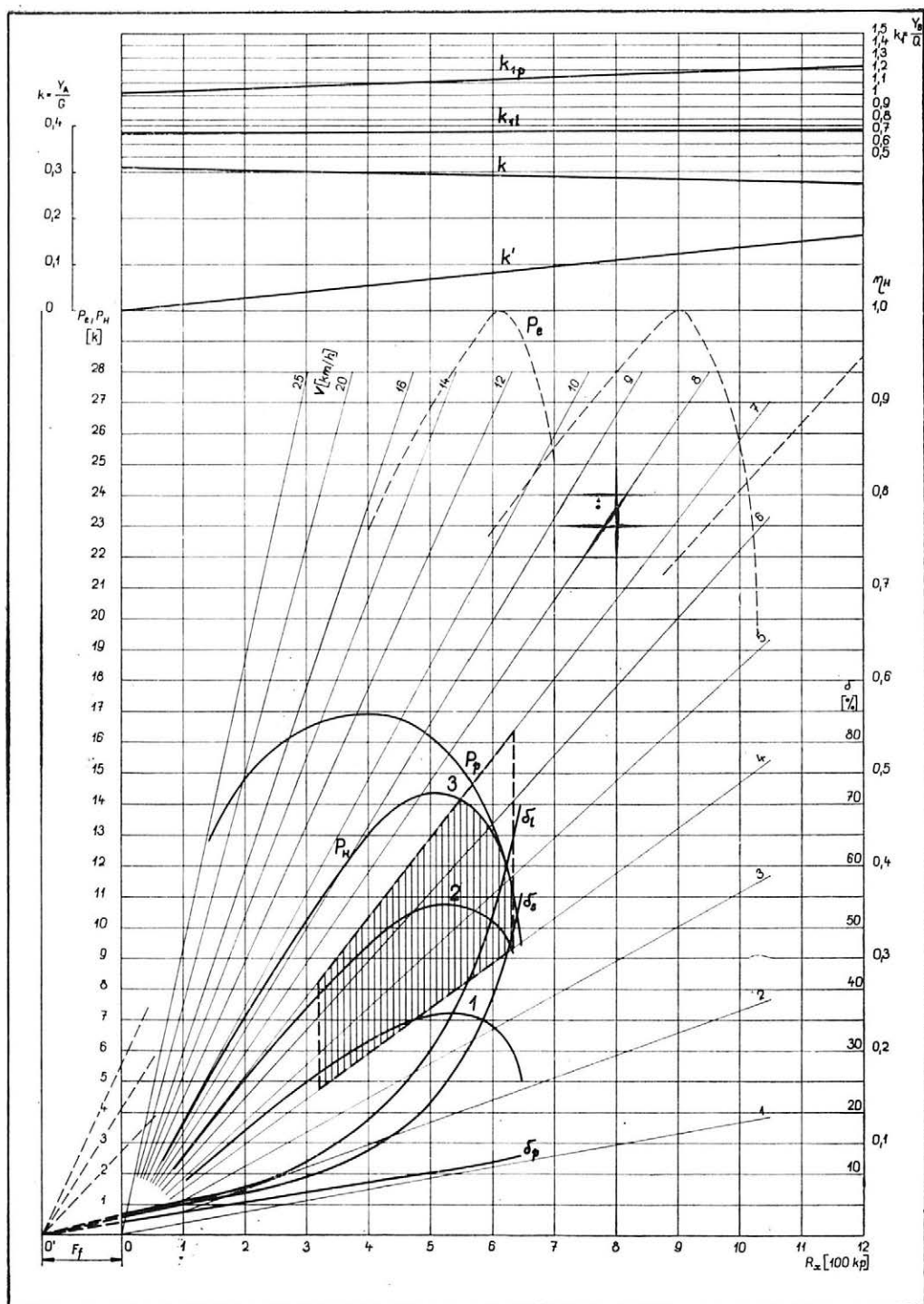
Tahová charakteristika pro traktor s poloneseným pluhem (PNP) je znázorněna na obrázku 17, pro traktor s neseným pluhem (NP) na obrázku 18.

I. Porovnání naměřených a vypočtených hodnot prokluzů

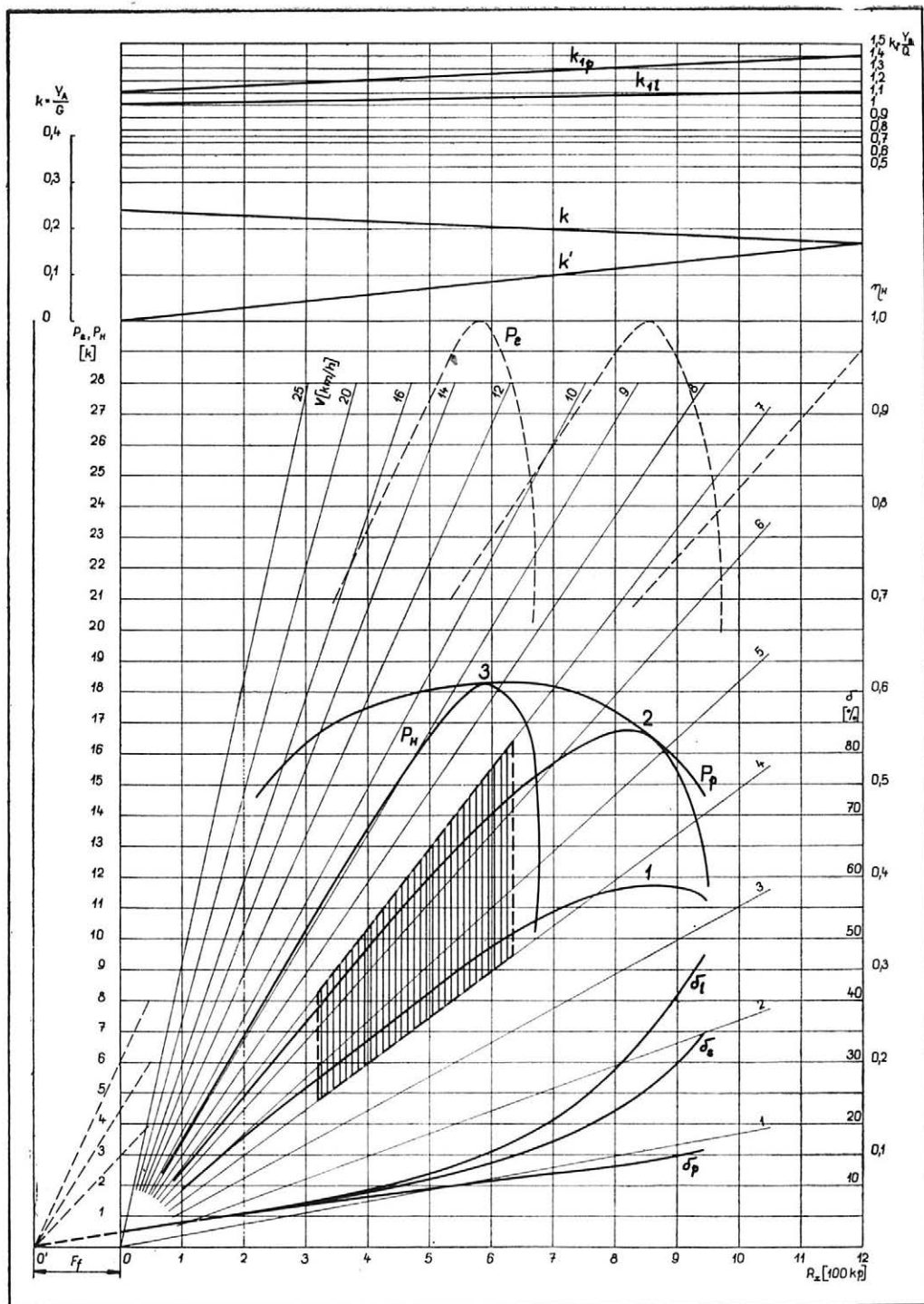
Druh pluhu	Naměřeno				Příslušná síla R_x (obr. 9, 10)	Výpočet (obr. 17, 18)	
	číslo měření	h_p (cm)	δ_l (%)	δ_p (%)		δ_l (%)	δ_p (%)
PN	3	18,2	14,0	8,0	485	12,0	9,5
PN	4	14,0	7,6	5,0	375	9,0	8,0
PN	5	20,6	—	7,0	575	14,5	10,5
PNP	12	13,4	—	11,0	410	19,5	9,0
PNP	13	15,0	31,0	10,0	460	25,0	10,2

V tabulce I jsou prostřednictvím sil R_x porovnány dříve naměřené hodnoty prokluzů δ_p a δ_l s hodnotami vypočtenými. Poměrně malé rozdíly mezi výpočtem a skutečností naznačují, že vypočtené tahové charakteristiky vcelku spolehlivě interpretují skutečné vlastnosti agregací.

Do obou tahových charakteristik je vnesen tahový diagram pluhu, znázorňující jeho požadavky na příkon v rozmezí rychlostí 4–7 km/h a pro pracovní odpor R_x 320 až 635 kp. Levé hnací kolo traktoru s PNP má nadměrný prokluz, což bylo též pozorováno při měření. Traktor v kombinaci s NP má výrazně zlepšené tahové vlastnosti a též prokluz levého kola má přijatelnou velikost. Záloha tahové síly u NP-kombinace je pro první a druhý převodový stupeň vyhovující, zatímco PNP-kombinace nemůže pracovat při větším odporu půdy, tj. např. při větší hloubce orby. Zatížení Y_B pravého hnacího kola traktoru přesahuje jak u PNP-kombinace, tak zvláště u NP-kombinace normální únosnost Q při dosavadním huštění 0,8 at (údaj k_1). U NP-kombinace je mírně přetíženo i levé hnací kolo traktoru. V provozu by bylo třeba pneumatiky hustit na vyšší tlak.



17. Vypočtená tahová charakteristika traktoru Zetor 3011 s poloneseným pluhem při uvažování sklonu traktoru a příčného klopného momentu od pluhu. Vyčárkován je požadavek pluhu na příkon; P_e — efektivní výkon motoru, P_H — tahový výkon traktoru, P_p — potenciální výkon, V — rychlost pohybu, δ — prokluz; ostatní označení vyplývají z textu



18. Vypočtená tahová charakteristika traktoru Zetor 3011 s neseným pluhem při uvažování sklonu traktoru a příčného klopného momentu od pluhu
 Vyčárkován je požadavek pluhu na příkon; označení jako na obr. 17

V charakteristikách je kromě toho porovnán skutečný poměr $k = Y_A/G$ s poměrem k' , definujícím požadavek na traktor při práci z hlediska řiditelnosti traktoru. Podle Grečenka [13] je součinitel $k' = Y_A^{lim}/G$ určen přibližným vzorcem:

$$k' = \frac{\lambda_d^2 \cdot \operatorname{tg} \omega_1}{\mu^* - f_A \cdot \operatorname{tg} \omega_1} \cdot \frac{R_x}{G} \quad (8)$$

kde: λ_d — poměr vzdálenosti středu odporu nářadí od osy zadní nápravy traktoru k rozvoru traktoru

ω_1 — požadovaný úhel natočení předních kol

μ^* — přípustný poměr boční síly na řídících kolech k jejich zatížení

f_A — součinitel valení předních kol

Při hodnocení byly uvažovány tyto charakteristické hodnoty: $\omega_1 = 10^\circ$; $\mu^* = 0,3$. Pro obě agregace vyplývá, že řiditelnost traktoru na rovině je zcela vyhovující. Při měření bylo konstatováno totéž.

Paprsky rychlosti V umožňují posoudit bezztrátovou plošnou výkonnost agregace W (ha/h). Plošná výkonnost na jednotku záběru nářadí je totiž rovna jedné desetíné pracovní rychlosti V (km/h). Např. při rychlosti 5 km/h bude traktor s pluhem o záběru 60 cm pracovat s bezztrátovou plošnou výkonností 0,30 ha/h.

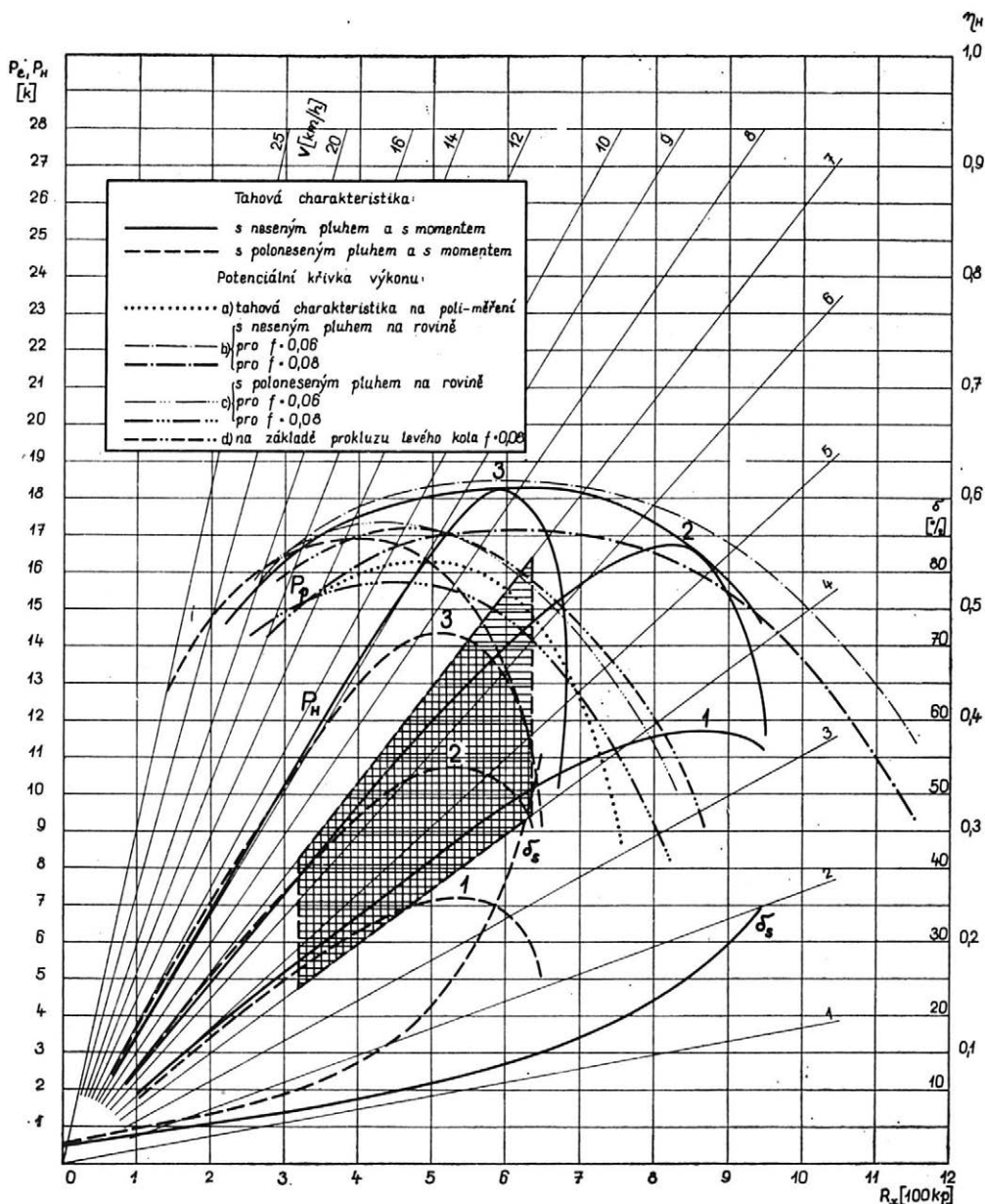
4. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Porovnání zjištěných tahových charakteristik a křivek potenciálního výkonu pro všechny sledované způsoby práce traktoru je znázorněno na obrázku 19. Do tohoto diagramu byly především zakresleny tahové charakteristiky z obrázků 17 a 18. Zakresleny jsou též střední hodnoty prokluzů a tahový diagram pluhu pro rozsah rychlostí 4–7 km/h a rozsah pracovních hloubek od 12 do 24 cm při měrném odporu půdy 40,4 kp/dm².

Velké rozdíly mezi hodnotami tahových výkonů a dosažitelných tahových sil, jakož i prokluzů u obou kombinací byly zdůrazněny navlhčným povrchem pole. S takovými podmínkami je ovšem nutno v praxi počítat. Z porovnání jednoznačně vyplývá velká přednost neseného systému, který by byl schopen vyhovět pluhu až do pracovních odporů 800 kp, zatímco polonesený systém je použitelný pouze do odporu asi 500 kp. Při pracovním odporu pluhu do 500 kp se plošná výkonnost obou agregací pouze málo liší ve prospěch neseného pluhu.

Tečkovaně je v obrázku 19 vynesena křivka potenciálního výkonu, zjištěná při tahové zkoušce na rovném povrchu pole (viz obr. 13). Z porovnání s příslušnými křivkami pro agregaci traktoru s pluhem vyplývá, že PNP-kombinace se chová spíše poněkud hůře a NP-kombinace podstatně lépe. Je zřejmé, že tahová zkouška nemůže charakterizovat skutečné pracovní vlastnosti agregace při orbě, což platí zejména u NP-kombinace. Při tahové zkoušce byl součinitel valení větší než při orbě a vlivem navlhčného povrchu pole byly též zhoršeny záběrové podmínky hnacích pneumatik traktoru. Těmito důvody a navíc také momentem vnější síly při tahové zkoušce lze zcela objasnit nevelké rozdíly v průbězích křivek potenciálního výkonu mezi tahovou zkouškou a PNP-kombinací. U NP-kombinace plyne rozdílnost zřejmě z většího absolutního zatížení hnacích kol traktoru a též ze změny statického zatížení náprav traktoru vlivem neseného pluhu.

Dodatečně byla do obrázku 19 zakreslena vypočtená křivka potenciálního výkonu, ukazující, jaký by byl pravděpodobně výsledek tahové zkoušky na poli při stejném jeho povrchu jako při zkouškách v orbě. Křivka byla sestavena na základě zobecněného prokluzu levého kola traktoru při tahové zkoušce v brázdě s použitím součinitele valení $f = 0,08$. Z porovnání s pozdější tahovou zkouškou na poli (obr. 13) vyplývají zhoršené záběrové podmínky traktoru při později konané tahové zkoušce. Vypočtená křivka po-



19. Závěrečné porovnání tahových a potenciálních charakteristik traktoru Zetor 3011, naměřených či vypočtených upřesněným i jednoduchým způsobem, při působení prosté tahové síly a pro kombinaci traktoru s pluhy
 - - - - - vypočtená křivka potenciálního výkonu

tenciálního výkonu též umožňuje zpřesnění názoru na rozdíly mezi tahovou zkouškou a pracovními vlastnostmi traktoru v kombinaci s pluhy. Odlišnost jejího průběhu od potenciální křivky PNP-kombinace se zvětšuje, takže pro tahové síly větší než optimální leží přibližně uprostřed mezi křivkami potenciálního výkonu NP a PNP-kombinace.

Zjednodušený způsob výpočtu odpovídá zpřesněné metodě výpočtu pracovních vlastností tehdy, není-li příliš velký klopný moment od náradí, působící kolem podélné osy traktoru. Na obrázku 19 je tento závěr potvrzen křivkami potenciálního výkonu u NP-

kombinace, kde nebyl klopný moment příliš veliký. Souhlas čerchovaných křivek podle zjednodušeného výpočtu (v rozmezí $f = 0,06 - 0,08$) se zpřesněným výpočtem (skutečnost) je vyhovující. Drobné rozdílnosti v průbězích křivek lze vysvětlit uspokojivým způsobem.

Použitelnost zjednodušeného výpočtu může být charakterizována přípustnou poměrnou změnou statického zatížení pravého či levého zadního hnacího kola traktoru vlivem klopného momentu a naklonění traktoru, vztaženou na statické zatížení bez uvedených účinků. Lze prokázat, že hledaná poměrná změna pro pravé či levé kolo při souhlasném smyslu obou účinků je rovna

$$2 \frac{Y_{Bpl}}{G \cdot \lambda_b} = \left(\pm \frac{2h}{B} \cdot \operatorname{tg} \alpha \pm \frac{2M_x}{G_a \cdot \lambda_{ba} \cdot B \cdot \cos \alpha} \right) \cdot 100\% \quad (9)$$

kde: G — tíha agregátu
 λ_{ba} — poměrné zatížení zadních kol traktoru u NP-kombinace;
 pro PNP-kombinaci se ovšem dosazuje G a λ_b

Vyčíslením pro NP-kombinaci se zjistí, že přípustná změna pro použitelnost zjednodušeného výpočtu činí 20 %.

Pro PNP-kombinaci ukazuje zjednodušený výpočet lepší výsledky při větších tahových silách a při nižších rychlostech vzhledem k zanedbání odlišného zatížení hnacích kol traktoru. Lze očekávat, že zjednodušený výpočet by mnohem lépe interpretoval vlastnosti PNP-kombinace s uzavřeným diferenciálem traktoru. Rozdíly pro nižší tahové síly nejsou podstatné, třebaže skutečný potenciální výkon je poněkud větší než udává zjednodušený výpočet, a to zejména vzhledem k lepším záběrovým vlastnostem pravého hnacího kola traktoru, jedoucího v brázdě.

5. ZÁVĚR

V úvodu bylo vytyčeno několik základních otázek, které měla tato práce vyřešit. Na tři hlavní z nich je tedy možno odpovědět takto:

1. otázka

Existuje odlišnost mezi tahovou zkouškou traktoru a pracovními vlastnostmi téhož traktoru s pluhem?

Odpověď

Odlišnost byla potvrzena pro kolový traktor o výkonu do 30 k v kombinaci s dvouřadličným poloneseným či neseným pluhem a lze tvrdit, že podobné odlišnosti nastanou i u výkonnějších agregací, jež budou geometricky a tíhově podobné sledovanému případu.

2. otázka

Jaké jsou rozdíly v pracovních vlastnostech kolového traktoru s poloneseným a neseným pluhem?

Odpověď

Otázka byla zodpovězena tahovými charakteristikami agregací při orbě. Sledovaný traktor s pluhem a podobné výkonnější agregace prokazují zlepšené pracovní vlastnosti při použití neseného systému, a to zvláště na půdě se zvýšenou vlhkostí.

3. otázka

Za jakých podmínek lze použít zjednodušený způsob výpočtu tahové charakteristiky traktoru s pluhem?

Odpověď

Zjednodušený způsob výpočtu lze dobře uplatnit tam, kde změny statického zatížení hnacích kol traktoru vlivem klopného momentu a naklonění traktoru nepřesahují 20 % původního zatížení na rovině. Výpočet je tudíž použitelný pro NP-kombinaci, zatímco u PNP-kombinace dává vzhledem ke skutečnosti lepší výsledky v případě, nepracuje-li traktor s uzavřeným diferenciálem.

Získané výsledky nelze považovat za definitivní uzavření problému. Některé otázky by bylo třeba upřesnit a doplnit. Bylo by např. vhodné experimentálně a výpočtem ověřit vlastnosti traktoru s podstatně větším výkonem motoru v kombinaci s moderními více-radiálními pluhy. Pro příští experimentální práce by bylo vhodné zvětšit počet současně měřených míst, což předpokládá zdokonalit měřicí vybavení zejména použitím více-smýčkového oscilografu. Účelné by bylo uskutečnit měření na dvou značně různých druzích půd. Bylo by třeba znovu se detailně zabývat vznikem a velikostí točivého momentu na pluzních tělesech v závislosti na tvaru pluzního tělesa a dát tak možnosti použít tento údaj obecně k stanovení klopného momentu pluhu s libovolným počtem těles na traktoru.

Předložená práce tematicky souvisí s vědeckou přípravou ing. I. Al-Kazzaze na katedře traktorů mechanizační fakulty VŠZ Praha, jehož školitelem byl v letech 1964 až 1967 doc. ing. A. Grečenko, CSc. Autoři děkují zvláště ing. P. Bůžkovi, vedoucímu technikovi katedry, za všestrannou technickou pomoc, a dále členům katedry, kteří se podíleli na experimentálních pracích.

Došlo dne 18. 12. 1967

Literatura

1. GREČENKO, A.: Efektivnost vytižení kolového traktoru v různých agregacích s pluhem. Zemědělská technika, 1965, 11, 10 : 559. — 2. JUŠIN, A. A.: K voprosu o povyšeni tjagovych pokazatelej traktora MTZ-5L na pachotě. Traktory i selchozmašiny, 1960, 5 : 11. — 3. GREČENKO, A.: Kolové a pásové traktory. SZN 1960 (1. vyd.), 1963 (2. vyd.). — 4. AL-KAZZAZ, I.: Posouzení tahových vlastností kolového traktoru Zetor 3011. Diplomní práce, 1966, Fakulta mechanizace VŠZ Praha, neuveřejněno. — 5. SKALWEIT, H.: Bericht über eine Veröffentlichung von J. Kuczewski - Rechnerisch-grafisches Verfahren zur Ermittlung der Räumlichen Kräfte zwischen Dreipunktanbau-Pflügen und Schleppern mit schwimmendem oder regelndem Kraftheber. Landtechnische Forschung, 1962, 12, H. 5 : 152. — 6. KUCZEWSKI, J.: Analiza procesa przekazywania impulsów przy silowej regulacji głębokości orki. Warszawa, Szkola główna gospodarstwa wiejskiego, 1965, neuveřejněno. — 7. SKALWEIT, H.: Bestimmung der Kräfte an Schlepper und Pflug bei regelndem Kraftheber. Landtechnische Forschung, 1962, 12, H. 2 : 53. — 8. SKALWEIT, H.: Feldmessungen an Schleppern mit Dreipunktanbau und regelnden Krafthebern. Landtechnische Forschung, 1964, 14, H. 1 : 1. — 9. GETZLAFF, G.: Vergleichende Untersuchung über die Kräfte an Normalpflugkörpern. Grundlagen der Landtechnik, 1963, H. 3 : 16. — 10. SCHOLTZ, D. C.: A three-point linkage dynamometer for mounted implements. Journal of Agricultural Engineering Research, 1964, 9, 3 : 252. — 11. AL-KAZZAZ, I.: Odlišnost vlastností kolového traktoru v kombinacích s pluhem a výsledků tahové zkoušky. Kandidátská disertační práce, Fakulta mechanizace VŠZ Praha, 1967, neuveřejněno. — 12. GREČENKO, A.: Ideální agregace kolového traktoru s nářadím vyžadujícím tahovou sílu. Zemědělská technika, 1965, 11, 7 : 381. — 13. GREČENKO, A.: Řiditelnost a stabilita kolových traktorů. Zemědělská technika, 1961, 7, 6 : 415.

Развития между свойствами колесного трактора и данными тягового испытания

При помощи тяговых характеристик в работе проанализированы различия между некоторыми рабочими свойствами колесного трактора с мощностью двигателя приблизительно 30 л. с., которые были установлены путем обработки данных как тягового испытания, так и значений, измеренных при работе с навесным и полунавесным (опорное колесо) 2-корпусным плугом.

Изучаемые рабочие свойства были следующими: буксование, тяговая мощность, рабочая скорость, нагрузка передней и задней оси трактора (учитывая управляемость и нагрузку шин на ведущие колеса) в зависимости от внешней силы, передаваемой на трактор.

Экспериментальные работы включают тяговое испытание трактора в горизонтальном положении на поле с глинистой почвой, тяговое испытание трактора с правыми колесами в борозде (оба испытания при постоянном увеличении тяговой загрузки), измерение равнодействующей силы на плужные корпуса и сил в подъемных тягах 3-точечной системы навески, а также лабораторное измерение, которое симулировало работу трактора с плугом.

Экспериментальные работы предоставили данные для вычисления тяговых характеристик для трактора с плугами, а также данные, при помощи которых проверялась правильность вычислений. Вычисление тяговых характеристик при пахоте включало влияние наклона трактора и поперечного опрокидывающего момента, передаваемого трактору от плуга.

Из работы вытекают следующие главные заключения:

а) Была подтверждена разница между тяговым испытанием и рабочими свойствами трактора при пахоте. У трактора с полунавесным плугом наблюдались худшие свойства, чем результаты тягового испытания. Наоборот, трактор с навесным плугом доказал улучшение этих свойств.

б) Была подтверждена значительная разница рабочих свойств двух изучаемых комбинирований трактора с плугом в пользу навесного плуга, который больше и равномернее дополнительно нагружает ведущие колеса трактора.

в) Упрощенный расчет тяговой характеристики можно применить с удовлетворительной точностью к трактору с навесным плугом, в то время как для комбинирования с полунавесным плугом, имеющим опорное колесо, должны быть эти характеристики вычислены более сложным уточненным методом, сущность которого объясняется в данной статье.

Differences between the Wheel Tractor Performance with Ploughs and the Data Resulting from Drawbar Tests

In this paper the differences are being analysed by means of traction characteristics between some performance features of a wheel tractor with a 30 Hp engine that have been found out by evaluating the drawbar test-runs and the results of field measurements when ploughing with a mounted and semi-mounted (gauge wheel) two-bottom mouldboard plough.

Considered were the following performance features: slip, tractive power, working speed, load carried by the front and rear wheels of the tractor (referring to the steerability and loading capacity of the driving tyres) — as a function of the external force acting on the tractor.

The programme of experiments included the drawbar test of the tractor in horizontal position in the field with loam soil, the drawbar test with right-hand wheels of the tractor in the furrow — both tests using the continuously-increased-drawbar-force method. Next set of experiments was designed to determine the resultant force on the plough bottoms and the forces in the lift-rods of the three-point hitch and a laboratory experiment simulating the work of the tractor-plough complex.

The measurements supplied the data for computing the traction characteristics of the respective tractor-plough combinations and other data that were used to check the accuracy of computed results. The computation of the traction characteristics for ploughing respected the influence of the tractor inclination and the lateral tipping torque transferred to the tractor from the plough.

The paper draws the following principal conclusions:

a) The difference has been proved between the drawbar test and the performance features of the tractor when ploughing. The tractor with a semi-mounted plough showed an inferior performance as compared with the results of the drawbar test. The tractor with a mounted plough, on the contrary, showed an improvement in performance.

b) A considerable difference in the performance features has been proved for the two tractor-plough combinations in favour of the mounted plough that loads better and more evenly the rear driving wheels of the tractor.

c) The simplified method of computing the traction characteristic may be used with adequate accuracy for a tractor-mounted plough combination whereas the more precise but complicated method, whose fundamentals are explained in the paper, has to be used for a tractor combined with a semi-mounted plough with gauge wheel.

Unterschiede zwischen der Leistungsfähigkeit des Radschleppers mit Pflügen und den Angaben der Zugprüfung

In der Arbeit werden mittels der Zugcharakteristiken die Unterschiede zwischen einigen Arbeitseigenschaften des Radschleppers mit einer Motorleistung von ungefähr 30 k analysiert, die durch die Auswertung einerseits der Zugprüfung und andererseits der bei der Arbeit mit dem Anbau- und Sattelpflug (Stützrad) Zweifurchenpflug gemessenen Werten festgestellt wurden.

Die beobachteten Arbeitseigenschaften waren besonders der Schlupf, die Zugleistung, die Arbeitsgeschwindigkeit, die Belastung der vorderen und hinteren Achse des Schleppers (mit Rücksicht auf die Lenkbarkeit und Belastung der Triebluftreifen [Triebrädern]) in Abhängigkeit von der Außenkraft, die auf den Schlepper übertragen wird.

Die experimentellen Arbeiten umfassen die Zugprüfung des Schleppers in horizontaler Stellung auf dem Feld mit Lehm Boden, die Zugprüfung des Schleppers mit den rechten Rädern in der Furche (beide Prüfungen bei einer kontinuierlichen Erhöhung der Zugbelastung), die Messung der Folgekraft auf die Pflugkörper und der Kräfte in den Hebeln der Hebevorrichtung der Dreipunkthängevorrichtung, sowie auch die Labormessungen, die die Arbeit des Schleppers mit dem Pflug simulierten.

Die experimentellen Arbeiten boten Angaben zur Berechnung der Zugcharakteristiken für den Schlepper mit Pflügen und weitere Angaben, mittels welchen die Richtigkeit der Berechnungen beglaubigt wurde. Die Berechnung der Zugcharakteristiken beim Pflügen umfaßte den Einfluß der Neigung des Schleppers und des transversalen Kippmomentes, der vom Pflug auf den Schlepper übertragen wurde.

Aus dieser Arbeit folgten diese wichtigsten Schlüsse:

a) Es wurde die Unterschiedlichkeit zwischen der Zugprüfung und der Arbeitseigenschaften des Schleppers beim Pflügen bestätigt. Der Schlepper mit Sattelpflug wies schlechtere Eigenschaften auf als die Ergebnisse der Zugprüfung zeigten. Der Schlepper mit Anbaupflug wies im Gegenteil eine Verbesserung dieser Eigenschaften auf.

b) Es wurde eine ziemliche Unterschiedlichkeit der Arbeitseigenschaften von zwei beobachteten Kombinationen des Schleppers mit Pflug zu Gunsten des Anbaupfluges bestätigt, der mehr und gleichmäßiger das Treibrad des Schleppers belastet.

c) Die vereinfachte Berechnung der Zugcharakteristik kann mit einer entsprechenden Genauigkeit beim Schlepper mit Anbaupflug geltendgemacht werden, wogegen für die Kombination mit dem Sattelpflug, der ein Ausleger hat, mit einer komplizierten präzisierten Methode, deren Grund in der Arbeit erläutert wird, errechnet werden muß.

Différences entre le rendement d'un tracteur à roues les charrues et les données de l'essai de traction

La travail soumet à l'analyse, à l'aide des caractéristiques de traction, les différences entre certaines facultés de travail d'un tracteur à roues de la force de 30 chevaux à peu près, qui avaient été trouvées en appréciant les données acquises lors d'un examen de traction d'une part et les valeurs mesurées pendant le travail avec une charrue bisoc portée et semi-portée (la roue porteuse) d'autre part.

On suivait surtout certaines facultés de travail, telles que: le patinage, la puissance de traction, la vitesse de travail, la charge des essieux avant et arrière du tracteur (compte tenu de la dirigeabilité et de la charge des pneus propulsifs) en fonction, la vitesse de travail, la charge des essieux avant et arrière du tracteur (compte tenu de la dirigeabilité et de la charge des pneus propulsifs) en fonction de la force extérieure, transmise au tracteur.

Les travaux expérimentaux renferment l'examen de traction du tracteur effectué dans la position horizontale sur un champ au sol argileux, l'examen de traction des roues droites dans un sillon (tous les deux examens s'effectuent en augmentant en continu la charge de traction), la mesure de la force résultante agissant sur les charrues et la mesure des forces des bielles de levage de l'attelage 3 points, ainsi que la mesure effectuée au laboratoire, simulant le travail effectué par un tracteur traînant une charrue. Les travaux expérimentaux ont offert les

données nécessaires au calcul des caractéristiques de traction concernant les tracteurs traînant les charrues, ainsi que d'autres indications sur la base desquelles pouvait être vérifiée l'exactitude des calculs.

Le calcul des caractéristiques de traction pendant le labour renfermait l'influence de l'inclinaison du tracteur et du moment transversal de tangage qui était transmis au tracteur de la charrue.

Il ressort de ce travail les conclusions principales suivantes:

a) La différence entre l'essai de traction et les facultés de travail d'un tracteur lors du labour a été confirmée. Le tracteur traînant une charrue semi-portée a montré des facultés moins convenables que celles, accusées par l'examen de traction. La tracteur traînant une charrue portée a accusé au contraire une certaine amélioration de ces facultés.

b) Une différence considérable des facultés de travail de deux combinaisons examinées du tracteur traînant une charrue a été confirmée en faveur de la charrue qui pèse plus intensivement et d'une manière uniforme sur les roues propulsives du tracteur.

c) Un calcul simplifié d'une caractéristique signalant le rendement en traction peut être utilisé avec une exactitude suffisante dans les tracteurs traînant les charrues portées, tandis qu'en ce qui concerne la combinaison comprenant une charrue semi-portée munie d'une roue porteuse, on doit appliquer une méthode de calcul plus compliquée et adaptée, dont les aspects essentiels sont discutés dans ce travail.

Adresa autorů:

Ing. Ismail Al - Kazzaz, (nyní Bagdád, Irák), Doc. ing. Alexander Grečenko, CSc., Vysoká škola zemědělská, fakulta mechanizace, katedra traktorů a automobilů, Praha-Suchbát

■ V poslední době se do naší zemědělské praxe začínají zavádět hermetická věžová sila, určená hlavně ke konzervaci vysoce kvalitních, bílkovinných objemových krmiv. Pro odběr materiálu jsou tato sila vybavena spodními vybíracími stroji, které kromě své vysoké ceny mají obecně jak u nás, tak i v zahraničí dva z hlediska provozu závažné nedostatky:

- nízkou hodinovou vybírací výkonnost,
- poměrně značnou poruchovost.

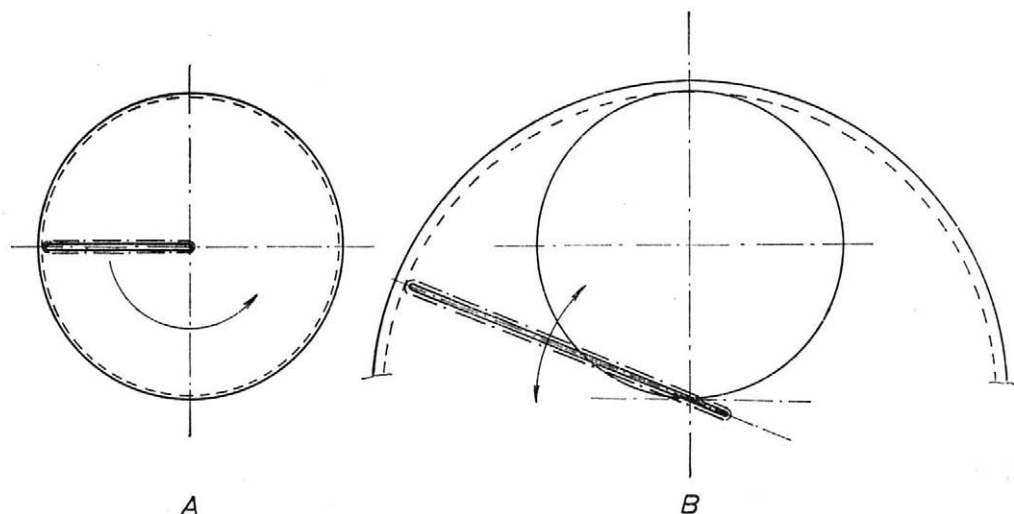
Předkládaný příspěvek si neklade za cíl hodnotit z hlediska zemědělského provozu tyto nejzávažnější nedostatky spodních vybíracích strojů; má-li se však tento typ stroje stát účinným pomocníkem v našem zemědělství, musí být hledány cesty k odstranění jeho nedostatků. Proto byly v uplynulém období uskutečněny výzkumné práce, které umožnily poznat některé z příčin jak nízké vybírací výkonnosti, tak i vysoké poruchovosti. V tomto příspěvku budou objasněny některé otázky souvisící s vybírací výkonností spodních vybíracích strojů, zatímco příčiny jejich poruchovosti budou vysvětleny v další práci v některých z příštích čísel tohoto časopisu.

1. ČÁST VŠEOBECNÁ

Spodní vybírací stroje na siláž z věží jsou konstruovány obvykle pro průměr věže do 6 m. K zajištění jejich činnosti musí být do věže uskladňována velice krátká řezanka se sníženým obsahem vody.

Spodní vybírač se skládá z frézovacího ramene, zařízení pro dopravu materiálu ze středu kruhového dna věže ven a z hnacích a převodových mechanismů. Podle konstrukce hlavní části vybírače — frézovacího ramene rozecňáváme stroje s ramenem radiálním nebo diametrálním (obr. 1). U nás jsou užívány vesměs frézy s ramenem radiálním; uváděné závěry jsou proto odvozovány z výsledků pokusů s vybírači tohoto typu. Odlišnost u nás používaných spodních vybíračů spočívá hlavně v mechanismech pro dopravu materiálu od středu dna věže ven. Poněvadž bylo zjištěno, že na vytváření hlavních provozních vlastností stroje se ze strojních částí prakticky podílí výhradně frézovací rameno, byla této části stroje věnována ve výzkumných pracích prvořadá pozornost.

V současné době jsou u nás v provozu spodní vybírače typu Harvestore, Kemper a VŽKG, které jsou si konstrukčně podobné tím, že vynášejí



1. Půdorysné znázornění spodních vybíracích strojů
A – s ramenem radiálním, B – s ramenem diametrálním

materiál na bok věže, a dále vybírače Alkosil, Arag a Chepos, konstruované pro výpad materiálu do podjezdu pod věží (obr. 2).

2. ČÁST TEORETICKÁ

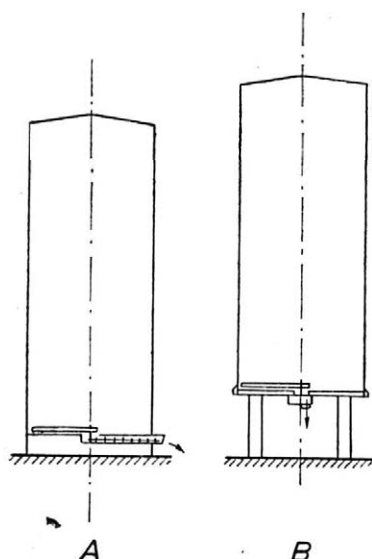
K hlubšímu rozpracování otázek spojených s výkonností spodních vybíračů siláže z věží dala podnět skutečnost, zjištěná jak ověřovacími zkouškami, tak i potvrzená v praxi, že totiž spodní vybírací stroje vykazují při odběru zavadlých materiálů (nazývaných těž senáží) poměrně velmi malou výkonnost (cca 10–15 dt h⁻¹) a navíc, že dodržení tohoto rozmezí výkonnosti bývá v provozu namnoze nespolehlivé a nezřídka se stává, zvláště v počátečních fázích odběru náplně věže, že není dosaženo ani spodní meze z výše uvedené výkonnosti.

Frézovací rameno může na jednu otáčku ve věži teoreticky odebrat množství materiálu G_1 (dt)*, které lze vyjádřit vztahem

$$G_1 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot s \cdot \gamma \quad (\text{dt}) \quad (1)$$

kde: d — průměr věže (m)
 s — výška odebírané vrstvy materiálu (m)
 γ — objemová hmotnost materiálu (dt m⁻³)

Označíme-li dále hodinovou vybírací výkon-



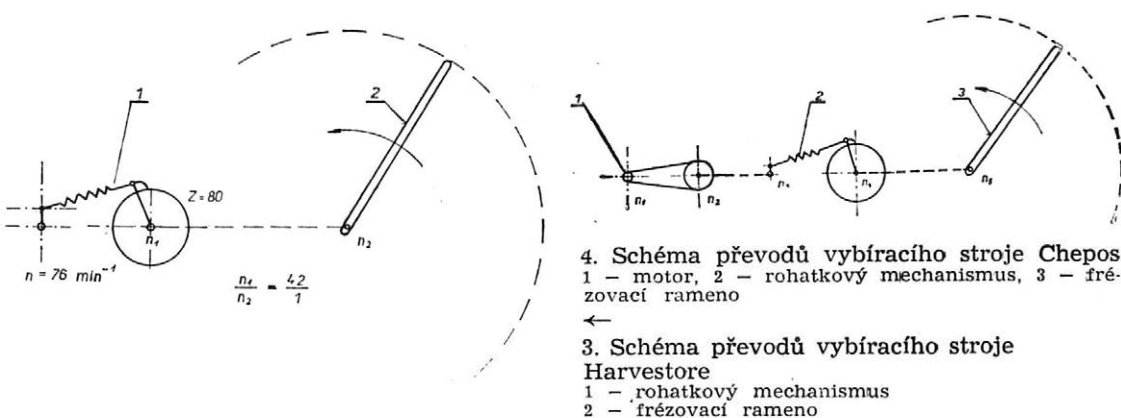
2. Způsoby transportu materiálu z věže
A – na bok věže, B – do podjezdu

*) Seznam označení uveden na konci.

nost stroje Q (dt h^{-1}) a čas jednoho oběhu frézovacího ramene ve věži T (h), pak vztah pro hodinovou vybírací výkonnost Q má tvar

$$Q = \frac{G_1}{T} \quad (\text{dt h}^{-1}) \quad (2)$$

Čas jednoho oběhu frézovacího ramene ve věži je však veličinou proměnlivou, což je dáno konstrukcí převodových mechanismů pro pohon frézovacího ramene. Na obrázku 3 je znázorněno schéma převodů vybírače Harvestore. Na jednu otáčku hnacího excentru může se rohatkové kolo pootočit maximálně o jeden zub, avšak vlivem zvýšených odporů může rohatkové kolo zůstat v klidu a dochází pouze k stlačování pružiny, vložené mezi excentr a západku rohatkového mechanismu. Umožní-li podmínky při odběru materiálu pootočení rohatkového kola o jeden zub na každou otáčku excentru, pak bude u stroje Harvestore $T = 0,74$ (h); ovšem zvýšením odporů proti pohybu frézovacího ramene může vzniknout stav, při kterém $n_1 \rightarrow 0$; $n_2 \rightarrow 0$; $T \rightarrow \infty$ a tedy $Q \rightarrow 0$, což značí, že vybírací stroj přestává vybírat.



Podobně je tomu i u druhého stroje, s kterým byly konány pokusy, tj. u spodního vybírače Chepos. Zjednodušené schéma převodů stroje je na obrázku 4. Při pokusech s tímto strojem byla záměrně měněna rychlost pohybu jeho mechanismů, a to tak, jak uvedeno v tabulce I. V dalším budou tyto rychlosti označovány stručně pouze „nižší“ a „vyšší“; k tomu je třeba uvést, že nižší je normální rychlost daná původní konstrukcí stroje.

I. Rychlost jednotlivých hřídelů stroje Chepos při pokusech

Označení hřídele	Nižší rychlost ot./min	Vyšší rychlost ot./min
n_1	1460	1460
n_2	485	570
n_3	56	66
n_4	1,5	1,77
n_5	1,5	1,77
	135	135

Z uvedených kinematických vlastností vybíračů můžeme stanovit teoretickou dobu jednoho oběhu frézovacího ramene ve věži za předpokladu, že převodový mechanismus pootočí rohatkovým kolem stále o maximální možnou hodnotu (tab. II).

II. Doba oběhu T frézovacího ramene ve věži

Vybírací stroj	T (h)
Harvestore	0,74
Chepos — nižší rychlost	1,50
Chepos — vyšší rychlost	1,27

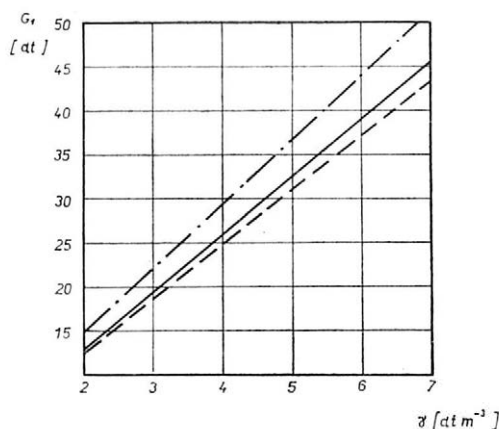
III. Výška odebírané vrstvy materiálu

Vybírací stroj	s (m)
Harvestore	0,23
Chepos, řetěz č. 2	0,26
Chepos, řetěz č. 4	0,22

K řešení rovnic (1) a (2) chybí ještě údaj o výšce odebírané vrstvy materiálu s . K tomu nutno vysvětlit, že při pokusech se strojem Chepos byly použity celkem čtyři řetězy, z nichž dva a dva se konstrukčně podstatně lišily tvarem frézovacích nástrojů. Do závěrečného vyhodnocování byly z těchto dvou dvojic řetězů zahrnuty dva, které budou nadále označovány číslicemi 2 a 4. Řetěz č. 2 byl opatřen frézovacími nožíky s rovnými břity, kdežto řetěz č. 4 měl žabky s plochými pracovními hranami, opatřenými navíc ještě výřezy. Řetěz č. 2 byl tedy upraven pro oddělování materiálu ze souvislé vrstvy odřezáváním, zatímco řetěz č. 4 materiál hlavně odtrhává.

Veličina s je pro jednotlivé vybírací stroje a řetězy uvedena v tabulce III.

Nyní lze teoreticky vypočítat vztah $G_1 = f(\gamma)$ pro různé vybírací stroje, což je znázorněno v diagramu na obrázku 5, a dále vztah $Q = f'(\gamma)$, což je zobrazeno přímkami v diagramu na obrázku 6.

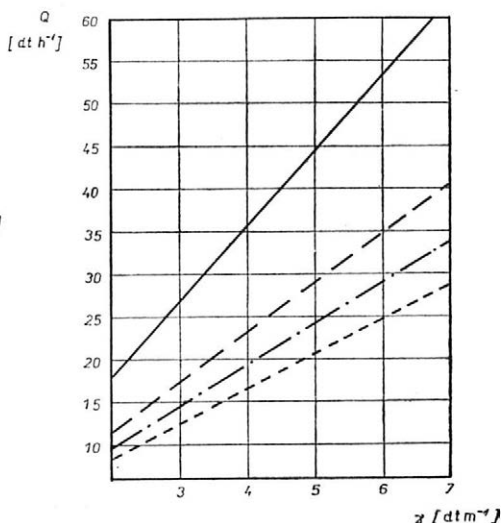


5. Grafické znázornění vztahu $G_1 = f(\gamma)$

— Harvestore
 - - - Chepos, řetěz č. 2
 - · - Chepos, řetěz č. 4

6. Grafické znázornění vztahu $Q = f'(\gamma)$

— Harvestore
 - - - Chepos, řetěz č. 2, vyšší rychlost
 - · - Chepos, řetěz č. 2, nižší rychlost.
 Tato výkonnost je přibližně stejná jako u téhož stroje s řetězem č. 4 a při vyšší rychlosti
 - - - Chepos, řetěz č. 4, nižší rychlost



Již teď je možno konstatovat, že vybírací stroj Harvestore je konstruován pro podstatně vyšší vybírací výkonnost než stroj Chepos, které však v praktickém provozu nedosahuje, a lze říci, že z hlediska skutečně dosahované výkonnosti Q_{skut} jsou oba vybírací stroje v podstatě rovnocenné. A dále, že skutečná výkonnost Q_{skut} stroje Harvestore je v celém intervalu γ , který v praxi přichází v úvahu, podstatně nižší než jeho teoretická výkonnost Q .

3. ČÁST EXPERIMENTÁLNÍ

Aby mohly být uvedené rozpracované teoretické vývody porovnány se skutečně dosahovanými hodnotami stejných veličin, byly založeny pokusy jak se strojem Harvestore, tak i se strojem Chepos, při kterých byly současně zjišťovány veličiny G_{1skut} , Q_{skut} , objemová hmotnost materiálu γ a fyzikálně mechanické vlastnosti materiálu.

Nejprve byly tyto pokusy uskutečněny s vybíracím strojem Harvestore při odběru vojtěšky. Takto zjištěné výsledky, jakož i podmínky při jednotlivých pokusech, jsou uvedeny v tabulce IV. Tyto údaje dokazují, že skutečné množství vybrané na jeden oběh frézovacího ramene G_{1skut} může být nejen nižší, ale i vyšší než G_1 .

IV. Výsledky pokusů se strojem Harvestore při odběru vojtěšky

G_{1skut} dt	32,5	48,8	45,4	29,2	32,6	33,9	31,1	24,0
γ dt m ⁻³	4,18	4,18	4,23	4,23	4,23	6,30	6,30	6,30
Délka řezanky cm	1,05–1,26					1,30–1,80		
Obsah sušiny v materiálu %	46,70	ne- sta- no- veno	50,93– 51,50	50,68	51,20	51,93– 56,65	57,16– 53,43	56,91– 52,45

K hlubšímu prozkoumání tohoto jevu byly provedeny obdobné, avšak rozsáhlejší pokusy s vybíracím strojem Chepos, jejichž výsledky jsou graficky znázorněny na obrázku 7.

Podobně jako u výsledků pokusů se strojem Harvestore se i v tomto případě potvrdilo, že může být

$$G_{1skut} \leq G_1$$

příčemž

$$G_{1skut} > G_1$$

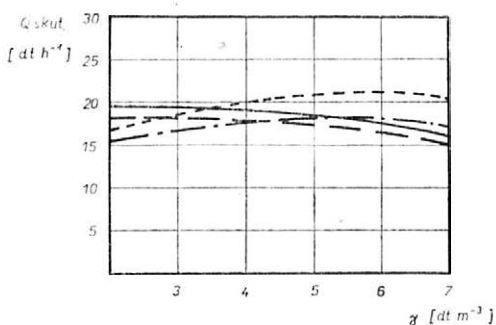
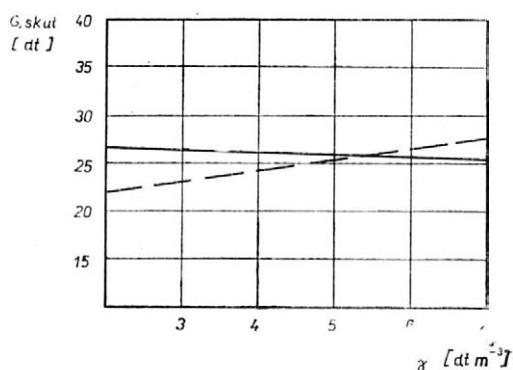
se vyskytovalo v oblasti menší objemové hmotnosti materiálu γ , zatímco

$$G_{1skut} < G_1$$

se vyskytovalo častěji v oblasti větší objemové hmotnosti materiálu γ .

A poněvadž je obecně známo, že soudržnost materiálu je za jinak stejných okolností menší u materiálů méně stlačovaných, lze vyslovit velmi pravděpodobnou hypotézu, že totiž v podmínkách méně stlačeného, dostatečně sypkého

materiálu odebírá frézovací rameno z materiálu nejen vrstvu tloušťky s , nýbrž vyšší, což je způsobeno samovolným sesypáním materiálu se stropu vytvářené dutiny. Naopak v podmínkách upěchovaného materiálu neodebírá frézovací rameno vrstvu tloušťky s , nýbrž nižší, a frézovací nástroje se prořezávají stropem dutiny, aniž by materiál v celé výšce odebíraly. Soudržnost materiálu je ovlivňována též jeho druhem, obsahem sušiny, délkou řezanky, výškou sloupce materiálu ve věži apod.



7. Grafické znázornění vztahu $G_{1\text{ skut}} = f(\gamma)$

————— vybírací stroj Chepos, řetěz č. 2,
 — — — — — vybírací stroj Chepos, řetěz č. 4

8. Grafické znázornění vztahu $Q_{\text{skut}} = f''(\gamma)$

————— vybírací stroj Chepos, řetěz č. 2,
 — — — — — vyšší rychlost
 — — — — — vybírací stroj Chepos, řetěz č. 2,
 — — — — — nižší rychlost
 - - - - - vybírací stroj Chepos, řetěz č. 4,
 — — — — — vyšší rychlost
 — — — — — vybírací stroj Chepos, řetěz č. 4,
 — — — — — nižší rychlost

Důsledkem uvedeného je, že hodinová vybírací výkonnost stroje je funkcí objemové hmotnosti materiálu, tedy

$$Q_{\text{skut}} = f''(\gamma)$$

avšak tato funkce není lineární, nýbrž její přírůstky se zmenšují se zvětšováním γ . Grafická znázornění těchto funkcí pro stroj Chepos, různé frézovací řetězy a různé rychlosti pohybu mechanismů jsou na obrázku 8. K tomu buď ještě doplněno, že ve všech těchto případech není vyloučen ani případ, že

$$Q_{\text{skut}} = 0$$

Z těchto výsledků, které objasňují vztah

$$Q_{\text{skut}} = f''(\gamma)$$

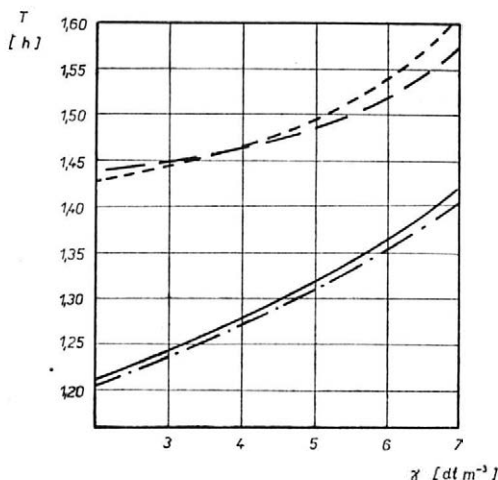
lze odvodit, že spodní vybírací stroj s radiálním frézovacím ramenem má jistou, konstrukcí danou teoretickou výkonnost, která může být ve skutečnosti nejen nižší, ale — to však méně často — i vyšší. Bylo prokázáno, že vyšší skutečné hodinové výkonnosti než teoretické může stroj dosáhnout v oblasti nižších objemových hmotností materiálu γ , zatímco nižší skutečné hodinové výkonnosti než teoretické se dosahuje vždy v oblasti vyšších objemových hmotností materiálu γ .

A dále: na celkovém poklesu hodinové výkonnosti stroje Q_{skut} v oblasti vyšších objemových hmotností materiálu γ se nepodílí jen zmenšování veličiny $G_{1\text{ skut}}$, nýbrž i zvětšování veličiny T (viz rovnici 2).

9. Grafické znázornění vztahu $T=f^{xx}(\gamma)$

————	vybírací stroj Chepos, řetěz č. 2,
————	vyšší rychlost
— — — —	vybírací stroj Chepos, řetěz č. 2,
— — — —	nižší rychlost
-----	vybírací stroj Chepos, řetěz č. 4,
-----	vyšší rychlost
— . — . — .	vybírací stroj Chepos, řetěz č. 4,
— . — . — .	nižší rychlost

V diagramu na obrázku 9 jsou vyznačeny výsledky měření veličiny T v závislosti na objemové hmotnosti materiálu γ . A tu se v plné shodě s praktickými poznatky ukazuje, že se zvyšováním objemové hmotnosti materiálu se čas jedné otáčky T frézovacího ramene ve věži prodlužuje a může dokonce nabýt hodnoty nekonečně velké, tj. pohyb frézovacího ramene ustane a tím vznikne stav, na který bylo již dříve upozorněno, že totiž $Q = 0$, tzn. že stroj přestává vybírat a vzniká obtížná provozní porucha.



4. ODPORY PROTI POHYBU FRÉZOVACÍHO RAMENE

První výsledky měření, které umožnily posuzovat příčiny zastavení pohybu frézovacího ramene, byly získány u vybíracího stroje Harvestore. V okamžiku, kdy pohyb ramene zcela ustal, avšak frézovací řetěz běžel bez obtíží dál, byl naměřen příkon 1,19 kW. Tento příkon se rovná příkonu téhož stroje pro běh naprázdno. Z toho mohlo být vyvozeno, že pohyb frézovacího ramene je znemožněn působením tlaku materiálu shora na frézovací rameno, které je tímto tlakem natolik přitisknuto ke dnu věže, že vlivem třecích sil je jeho další pohyb znemožněn. Tato zatím nedostatečně potvrzená domněnka byla později prokázána ještě dvakrát ve věži Alkosil, ve které byla vytvořena dutina a tento jev mohl být bezprostředně pozorován. A konečně další podobný případ u stroje Harvestore mohl být prokázán měřením. Pohyb ramene tohoto stroje totiž ustal v poloze příznivé pro vytažení stroje traktorem a přesto, že pohyb frézovacího řetězu byl zcela normální, bylo k vyproštění frézovacího ramene zapotřebí síly 3500 kp. Při započítání této síly poznáváme, že k uvedení frézovacího ramene do otáčivého pohybu by bylo zapotřebí krouticího momentu na jeho hřídeli přibližně 5200 kpm. Přestože je tento údaj jen přibližný, lze z něho přece jen usuzovat na velkou sílu, kterou může být frézovací rameno ve věži stlačeno materiálem. Přitom rozměr vrchní plochy frézovacího ramene, která je vystavena tomuto tlaku materiálu, je cca 1650 cm².

Měřením na stroji Harvestore v prázdné věži bylo posléze zjištěno, že maximální krouticí moment na hřídeli frézovacího ramene je 490 kpm.

Tím tedy byly vcelku jednoznačně vysvětleny příčiny stavu, kdy frézovací rameno spodního vybíracího stroje nemůže být svým vlastním hnacím momentem pootáčeno. I když při těchto měřeních nemohly být vyloučeny jisté nepřesnosti, je zjevné, že vyprošťovací krouticí moment je několikanásobně vyšší než maximální krouticí moment na hřídeli frézovacího ramene, který je stroj svými hnacími mechanismy schopen vyvinout.

Popsané obtíže se nejčastěji objevují při začátku odběru materiálu z věže,

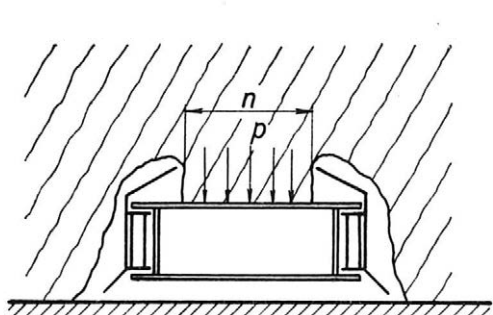
kdy frézovací rameno pracuje v nejstlačenějších vrstvách; mohou se však vyskytnout i v průběhu vybírání náplně věže, zvláště při příliš vlhkém materiálu.

5. ZMENŠOVÁNÍ ODPORŮ PROTI POHYBU FRÉZOVACÍHO RAMENE

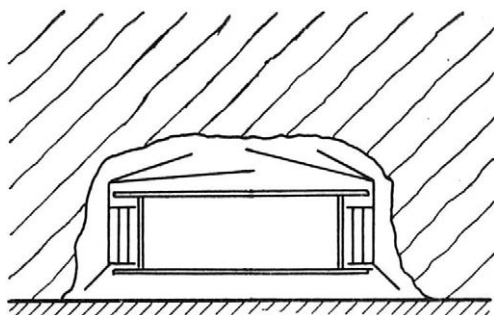
Na obrázku 10 je znázorněn účinek tlaku materiálu na frézovací rameno. Jak již bylo vysvětleno, je tento tlak příčinou vzniku třecích sil, které znemožňují pohyb ramene. Zlepšení podmínek pro jeho pohyb lze dosáhnout jednak zmenšením tohoto tlaku změnou fyzikálně mechanických vlastností materiálu, nebo zmenšením účinku materiálu na vrchní plochu frézovacího ramene rozrušením materiálu nad frézovacím ramenem (zmenšením vzdálenosti n).

Věnujme nejprve pozornost druhé možnosti, totiž zmenšení vzdálenosti n , tj. zmenšením šířky prostoru nad frézovacím ramenem, který není zasahován frézovacími nástroji.

Pokus, jehož výsledky budou dále uvedeny, byl uskutečněn při započeti odběru z věže Alkosil vybiracím strojem Chepos. Odebírána byla vojtěška s obsahem sušiny 35,27–37,15 % o délce řezanky 1,2–1,4 cm.



10. Schematický průřez frézovacím ramenem s vyznačením nezasahované části materiálu (n) a tlaku, jímž tento působí na horní plochu ramene (p)



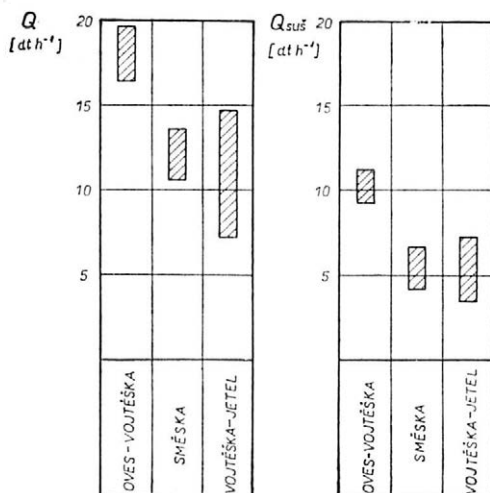
11. Schematický průřez frézovacím ramenem s řetězem, jehož speciální žabky zasahují prostor nad frézovacím ramenem v celé šířce

Po obtížném rozběhu zkráceného frézovacího ramene bylo nasazeno prodloužené frézovací rameno, které oběhlo do polohy 220^0 , kdy ustal jeho pohyb. O obtížnosti pohybu frézovacího ramene až do této polohy svědčí dosahovaná hodinová výkonnost stroje, která se pohybovala v intervalu 0,3–2,6 dt h⁻¹. Vzniklo nebezpečí, že první oběh frézovacího ramene nebude vůbec dokončen. Proto byly podle návrhu pracovníků VÚZT zhotoveny čtyři frézovací žabky, které byly namontovány na frézovací řetěz. Podstata těchto žabek spočívá v tom, že se nad frézovacím ramenem překrývají, takže materiál nad tímto ramenem je jimi rozrušován v celé šířce (obr. 11). Frézovací rameno, vybavené takto upraveným řetězem, se z polohy 220^0 plynule pohybovalo až do dokončení prvního oběhu. Přitom bylo dosaženo výsledků uvedených v tabulce V.

Další oběhy frézovacího ramene až do úplného vyprázdnění věže byly již bez obtíží. Za období vybírání celé náplně věže bylo pak při sušině materiálu 38,51–43,18 % dosaženo průměrné hodinové výkonnosti 12,7 dt h⁻¹; tato

V. Dokončení prvního oběhu strojem Chepos s dodatečnými žabkami podle návrhu VÚZT

Celkem vybrané množství materiálu dt	Obsah sušiny v materiálu %	Celkem vybrané množství sušiny dt	Výkonnost stroje dt h ⁻¹		Čas chodu stroje h	Poznámka
			absolutní	na sušinu		
13,6	35,27	4,8	4,9	1,7	2,75	Frézovací rameno z polohy 220° do polohy 360°



12. Grafické znázornění intervalů, ve kterých leží výkonost stroje absolutní a vztažená na sušinu při odběru různých druhů materiálu

výkonost je při daném obsahu sušiny velice uspokojivá, tím spíše, že jí bylo dosaženo při zcela plynulé činnosti stroje bez potřeby zásahu obsluhy.

6. VLIV DRUHU MATERIÁLU NA VÝKONNOST STROJE

Při vyhodnocování vlivu druhu materiálu na výkonost stroje mohly být zpracovány pouze ty pokusy, při nichž byly ostatní podmínky přibližně stejné,

přičemž se započítaly výsledky získané se strojem Harvestore, Alkosil i Chepos. Srovnání mohlo být provedeno mezi směsí materiálů s ovsem, mezi směškami a vojtěškou či jetelem. Takto získané výsledky jsou graficky zachyceny v diagramech na obrázku 12, kde jsou znázorněny intervaly, ve kterých leží výkonost strojů jak absolutní, tak i vztažená na sušinu.

Z těchto výsledků jednoznačně vyplývá, že příměs ovsa v materiálu, který má horší schopnosti k odběru, podstatně zlepšuje výkonost stroje. Pokud jde o směsku, ukazuje se, že její schopnosti k odběru jsou přibližně stejné jako u dobře připravené vojtěšky či jetele.

Samostatně nutno hodnotit kukuřici, u které se nikdy nedosáhne potřebného obsahu sušiny. I když je tedy možné dosahovat při odběru kukuřice dosti vysoké absolutní výkonosti (nad 20 dt h^{-1}), při přepočtu na sušinu by byly hodnoty výkonosti poměrně malé. Bez ohledu na to však lze kukuřici hodnotit jako materiál s velmi dobrými schopnostmi k odběru.

Na závěr této stati lze ještě uvést tento zajímavý výsledek pozorování: jak technické, tak i vážnější provozní poruchy, které byly zaznamenány u spodních vybíračů v průběhu provádění těchto prací, vznikly při odběru vojtěšky, jetele, jetelotravních směšek nebo směšek. Žádná technická porucha nevznikla při odběru ovsa s vojtěškou nebo kukuřice.

7. VLIV OBSAHU SUŠINY V MATERIÁLU NA VÝKONNOST VYBÍRAČE

Obsah sušiny v materiálu je, jak již bylo uvedeno, jednou z velice důležitých fyzikálně mechanických vlastností materiálu, která ovlivňuje jeho schopnost k odběru. Se vzrůstající vlhkostí stává se materiál méně sypký, jeho schopnost k odběru ubývá a výkonnost stroje se zmenšuje. U materiálů, které jsou z hledisko konzervace v hermetických věžích nejdůležitější, tj. u vojtěšek nebo jetelů, vzniká v oblasti pod 40 % sušiny materiálu již příliš mnoho provozních i technických obtíží, výkonnost vybírače rychle klesá a vzniká stav, který je z hlediska praktického provozu velmi málo uspokojivý. Tyto poznatky byly získány průzkumem činnosti spodních vybíracích strojů, nasazených na různých farmách u nás v období let 1966–1967, a jsou ve velmi dobrém souladu s přesnějšími výsledky získanými pokusy na pracovišti VÚZT. Z těchto výsledků, které byly dosaženy při odběru vojtěšky nebo jetele, mohl být sestaven vztah, který přibližně existuje mezi obsahem sušiny v materiálu a hodinovou výkonností stroje, přepočtenou na sušinu (obr. 13).

8. VLIV RYCHLOSTI POHYBU MECHANISMŮ STROJE NA VÝKONNOST

K objasnění vlivu rychlosti pohybu mechanismů stroje na jeho výkonnost byl připraven pokus za těchto podmínek:

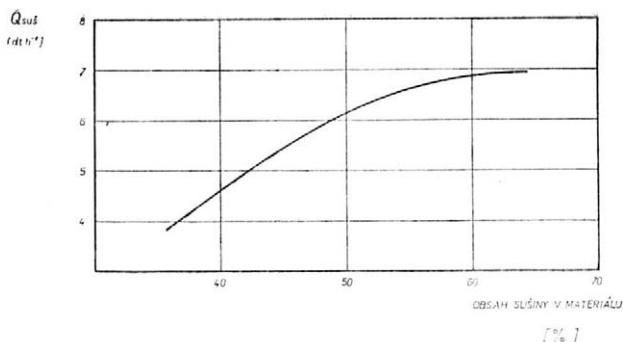
Vybírací stroj Chepos ve věži Alkosil, frézovací řetězy č. 2 a 4, rychlost pohybu mechanismů podle údajů tabulky II, čemuž odpovídá rychlost pohybu řetězu $0,78 \text{ m s}^{-1}$ (nižší) a $0,92 \text{ m s}^{-1}$ (vyšší). Vybíraným materiálem byl oves s vojtěškou a jetelem. Rozsah jednoho měření byl dvě otáčky frézovacího ramene ve věži. Potom byla vždy změněna rychlost. Rozsah pokusu tvořil odběr celé náplně věže. Výsledky jednotlivých měření byly vždy pro stejné podmínky (stejný řetěz, stejná rychlost) zpracovány v jedinou střední hodnotu, která je zobrazena v diagramech na obrázku 14. Z výsledků lze vyvodit tyto závěry:

Vybírací výkonnost stroje byla u obou řetězů v podstatě podobná. Zvýšením rychlosti pohybu mechanismů stroje se za jinak podobných podmínek výkonnost stroje zvýšila. Tento závěr byl ovšem odvozen z výsledků pokusů, které byly uskutečněny v podmínkách příznivých pro odběr (oves s vojtěškou a jetelem). V obtížnějších podmínkách, jak bylo již uvedeno, se projevil příznivý vliv žabek podle návrhu VÚZT. Tím ovšem vzniká otázka, zda tyto přídatné speciální žabky mají být užívány trvale, či jen k překonávání mimořádných obtíží.

Vybírací výkonnost vztažená na sušinu ještě názorněji prokazuje shodnost výkonnosti obou typů řetězů. Rovněž je potvrzen závěr o zvýšení výkonnosti stroje zvýšením rychlosti pohybu mechanismů stroje.

Měrná spotřeba hnací energie prokazuje vyšší energetickou náročnost u řetězu č. 2, což znovu upozorňuje na zřejmě vyšší namáhání řetězu se žabkami VÚZT, a tedy též na otázku, zda mají být tyto přídatné žabky užívány trvale. Tyto otázky budou podrobně vysvětleny v samostatném pojednání.

Průměrná doba jedné otáčky frézovacího ramene byla u obou řetězů a u obou rychlostí pohybu v podstatě shodná s teoretickou, což znamená, že frézovací rameno bylo maximálně posunováno rohatkovým mechanismem, a to



13. Grafické znázornění vztahu mezi obsahem sušiny v materiálu a výkonností vztaženou na sušinu

14. Grafické znázornění výsledků měření s různými frézovacími řetězy při různé rychlosti pohybu řetězu

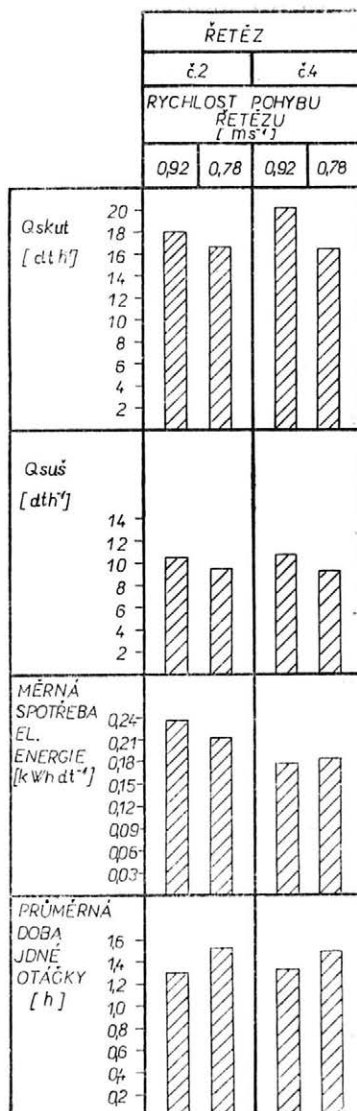


je také důkazem uvedeného tvrzení, že při pokusech byly podmínky pro odběr příznivé.

Závěrem lze tedy z výsledků tohoto pokusu vyvodit, že výkonnost stroje vztažená na sušinu vzrůstá v intervalu dvou rychlostí, použitých při pokusu, o něco pomaleji, nejvýše však stejně jako rychlost pohybu mechanismů stroje. Otázky spojené s namáháním frézovacího řetězu budou předmětem samostatného pojednání.

9. VLIV TVARU FRÉZOVACÍCH NÁSTROJŮ NA VÝKONNOST

V 5. stati bylo vysvětleno, že frézovací žabky, které rozruší materiál v celé šíři nad frézovacím ramenem, mohou výrazně přispět k zlepšení výkonnosti stroje v obtížnějších podmínkách pro odběr. Jinými pokusy bylo dále prokázáno, že v podmínkách příznivých pro odběr se tvar fré-



VI. Výsledky pokusů při odběru ovsu s vojtěškou různými frézovacími řetězy

Vybírací stroj	Typ řetězu	Výkonnost dt h ⁻¹		Měrná spotřeba el. energie kWh dt ⁻¹		Obsah sušiny %	Délka řezanky cm
		abso- lutní	na su- šinu	abso- lutní	na su- šinu		
Harvestore	Harvestore	19,6	11,2	0,159	0,277	35,79	nestanoveno
Chepos	4	16,4	9,3	0,182	0,322	52,3—56,97	1,82
Chepos	2	16,6	9,5	0,211	0,367	47,4—62,3	1,36—1,83

zovacích nástrojů na výkonost příliš neuplatňuje. Toto zjištění lze dále potvrdit výsledky zkoušek uskutečněných při odběru stejného druhu materiálu, avšak vždy s frézovacím řetězem s tvarově podstatně odlišnými frézovacími nástroji (tab. VI).

I když na základě těchto výsledků nelze zcela vyloučit vliv tvaru frézovacích nástrojů na hlavní provozní vlastnosti stroje, přece jen lze soudit, že tento činitel nemá prvořadou důležitost, jsou-li vytvořeny podmínky pro plynulý pohyb frézovacího ramene v materiálu. Tyto podmínky lze připravit, jak již bylo uvedeno, buď volbou druhu materiálu, jeho správnou přípravou před zavedením do věže, anebo rozrušováním materiálu nad frézovacím ramenem.

10. SOUHRN POZNATKŮ

Spodní vybírací stroje na siláž z hermetických věží trpí až dosud hlavně dvěma nedostatky, a to malou a namnoze nespolehlivou vybírací výkoností a poměrně vysokou poruchovostí. Tyto dvě otázky byly proto v poslední době podrobněji zkoumány a byly získány poznatky, které mohou sloužit buď jako podklad k dalšímu vývoji těchto strojů, nebo jako podklad k dalším výzkumným pracím, popř. k zpřesnění exploatačních principů těchto strojů. V předloženém příspěvku byly vysvětleny ty výsledky výzkumných prací, které jsou spjaty s otázkou výkonosti spodních vybíračů. Otázky provozní spolehlivosti budou objasněny v samostatném pojednání.

Z výsledků, které se vztahují k hodinové vybírací výkonosti stroje, jsou důležité tyto:

10. 1 Spodní vybírací stroj s radiálním frézovacím ramenem má konstrukci danou teoretickou výkoností, která může být ve skutečnosti nejen nižší, ale — to však méně často — i vyšší. Bylo prokázáno, že vyšší skutečné hodinové výkonosti než teoretické lze dosáhnout v oblasti nižší objemové hmotnosti, zatímco nižší skutečné hodinové výkonosti než teoretické se dosahuje vždy v oblasti vyšších objemových hmotností materiálu.

10. 2 Obtížná provozní porucha spodních vybíračů, která se projevuje tím, že ustane pohyb frézovacího ramene, je způsobena sevřením frézovacího ramene tlakem materiálu shora. Tuto poruchu lze vyloučit buď použitím materiálu, jehož fyzikálně mechanické vlastnosti jsou příznivé pro činnost vybíracího stroje, anebo speciálními frézovacími žabkami, které zasahují celou šíří prostoru nad frézovacím ramenem.

10. 3 Z fyzikálně mechanických vlastností materiálu, které mají významný vliv na jeho schopnost k strojnímu odběru, nutno jmenovat hlavně obsah sušiny v materiálu. Bylo zjištěno, že pro plynulou činnost stroje nemá tento obsah sušiny klesnout nikdy pod 40 %.

10. 4 Na schopnost materiálu k odběru spodním vybíračem má vliv též druh materiálu. Bylo zjištěno, že v obtížně odejíratelných materiálech příměs ovsa podstatně usnadňuje průběh odběru.

10. 5 Výkonost spodního vybíracího stroje lze zvyšovat zvýšením rychlosti pohybu mechanismů stroje.

10. 6 Vliv tvaru frézovacích nástrojů na řetězu se na výkonost stroje uplatňuje hlavně v podmínkách nepříznivých pro odběr. V podmínkách příznivých pro odběr nemohl být tento vliv prokazatelně stanoven.

Seznam použitých označení

G_1	— množství materiálu, vynesené z věže na jednu otáčku frézovacího ramene ve věži (teoretické)	dt
G_{1skut}	— množství materiálu, vynesené z věže na jednu otáčku frézovacího ramene ve věži (skutečné)	dt
Q	— výkonnost vybírače (teoretická)	dt h ⁻¹
Q_{skut}	— výkonnost vybírače (skutečná)	dt h ⁻¹
T	— čas jedné otáčky frézovacího ramene ve věži	h
d	— průměr věže	m
n	— počet otáček součástí v textu blíže označené	min ⁻¹
p	— tlak, kterým působí materiál na frézovací rameno	kp cm ⁻²
s	— tloušťka záběru frézovacího ramene	m
γ	— objemová hmotnost materiálu ve věži	dt m ⁻³

Došlo dne 4. 1. 1968

К теории, расчету и конструкции машин для нижней выемки силоса из башен

Машины для нижней выемки силоса из башен страдают двумя недостатками, а именно, малой и ненадежной производительностью и низкой эксплуатационной надежностью. В предлагаемой работе уделяется внимание производительности машин для нижней выемки силоса. Было обнаружено, что практическая производительность этих машин может быть при малом объемном весе вынимаемого материала выше, чем теоретическая, однако при большем объемном весе практическая производительность всегда ниже теоретической.

Предупреждению затруднительного движения фрезерной стрелы в материале может содействовать выбор вида материала, его обработка перед закладкой в башню или же конструкция фрезерного органа на цепи машины.

Лучше всего поддается выемке овес, который может смешиваться с более трудными для выемки материалами. В результате этого работа машины для нижней выемки силоса значительно улучшается. Что касается содержания сухого вещества в материале, то оно не должно быть ни в коем случае ниже 40 %. И, наконец, для весьма тяжелых условий выемки рационально применить режущие сегменты, которые захватывают пространство над фрезерной стрелой по всей ширине.

Contribution to the Theory, Calculation and Construction of Bottom-Unloading Devices for Silage from Tower Silos

The bottom-unloading devices from tower silos have two disadvantages, i. e. a small and uncertain efficiency and a small operation reliability. In the present study attention was being paid to the efficiency of bottom unloaders. It has been found that the practical efficiency of the bottom unloaders may be higher at a small volume weight of the material to be removed, however, lower at a greater volume weight of the material to be removed as compared with the theoretical efficiency.

The choice of the kind of material, its formation before filling the tower silo, and the construction of the cutting tools on the unloader chain may help to overcome the difficult motion of the cutting arm through the material.

Oat is the most suitable for unloading, since it may be mixed with uneasily removable material; this improves considerably the operation of the bottom unloader. As concerns the content of dry matter in the material, it should be never less than 40 %. Under exceptionally difficult removal conditions suitable cutting blades are necessary projecting into the entire width of the space above the arm of the cutter.

Beitrag zur Theorie, Berechnung und Konstruktion der unteren Entnahmegeräte für Silage aus den Behältern

Die Untenentnahmegeräte für Silage aus den Behältern leiden an zwei Mängeln, und zwar durch eine geringe und unsichere Leistung und eine geringe Verlässlichkeit. Im vorgelegten Beitrag wurde die Aufmerksamkeit der Leistung der Untenentnehmer gewidmet. Es wurde festgestellt, daß die praktische Leistung der

Unterentnehmer bei einem geringen Volumengewicht des entnommenen Materials höher als die theoretische sein kann, bei einem größeren Volumengewicht ist sie jedoch stets niedriger als die theoretische.

Zur Überwindung der schwierigen Bewegung des Fräsarmes im Material kann die Wahl der Materialsorte, ihre Zubereitung vor der Aufbewahrung in den Behälter, oder die Konstruktion der Fräsgeräte an der Kette des Entnehmers, beitragen.

Die beste Fähigkeit zur Entnahme hat der Hafer, der mit Materialien gemischt werden kann, die schwierig zu entnehmen sind, wodurch sich die Tätigkeit des Unterentnehmers ziemlich verbessert. Was den Gehalt der Trockensubstanz im Material betrifft, sollte dieser niemals niedriger sein als 40 %. Schließlich für außergewöhnlich schwierige Bedingungen der Entnahme sind Messer geeignet, die in der ganzen Breite des Raumes über dem Fräsarm eingreifen.

Adresa autora:

Ing. Josef Blažek, CSc., Výzkumný ústav zemědělské techniky, Praha 6 - Řepy, Gottwaldova 50

■ Klimatické podmínky ve skleníku a jejich změny lze modelovat diferenciálními rovnicemi, kterými dynamické chování skleníku jako soustavy postihneme s naprosto dostatečnou přesností.

Řada měření teploty vzduchu ve skleníku i teploty v půdě, měření relativní vlhkosti a určování přechodových charakteristik skleníku jako soustavy, prováděné experimentálně ve zkušebním skleníku (jedna sekce PT-M-1-50), dále v prototypové stavbě univerzálních rychlírén typu UR-5-25 a ve skleníku typu Universal vedla k předpokladu považovat skleník za jednodukapacitní soustavu s klimatickými poměry vytvářenými atmosférickým vzduchem.

Při řešení skleníku jako soustavy se použilo technických a technologických parametrů prototypu skleníku UR-5-25. Postup řešení je zaměřen tak, aby byl teoretickým podkladem pro návrh regulace základního klimatického faktoru — teploty vzduchu uvnitř skleníku.

TEORETICKÉ ODVOZENÍ DIFERENCIÁLNÍ ROVNICE SKLENÍKU JAKO SOUSTAVY

Schéma tepelných poměrů v topném období ve skleníku z hlediska bilance dodávek tepla a tepelných ztrát je nakresleno na obrázku 1.

Přehled technických a technologických údajů

- $V = 1420 \text{ m}^3$ — objem skleníku UR-5-25
- $M^* = 35\,000 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ — celkové průtokové množství ohřátého vzduchu, které je dodáváno pěti ohřívací vzduchu do skleníku UR-5-25
- $M_o = 3500; 7000; 10\,500 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ — průtokové množství vzduchu, které je do všech pěti ohříváčů nasáváno zvenku, a to při venkovní teplotě vzduchu $t_o = -18^\circ\text{C}, 0^\circ\text{C}, +10^\circ\text{C}$
- $M_v = 4030; 7600; 11\,300 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ — průtokové množství vzduchu, které je ventilací odváděno ze skleníku (určováno v závislosti na M_o)
- $M_2 = 31\,500; 28\,000; 24\,500 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$ — průtokové množství vzduchu, které je do všech pěti ohříváčů nasáváno z prostoru skleníku (recirkulace: $31\,500 \dots a = 0,9; 28\,000 \dots a = 0,8; 24\,500 \dots a = 0,7$)
- $a = \frac{M_2}{M} - \text{poměrová konstanta} \left(1 - a = \frac{M_o}{M} \right)$
- $F_{skl} = 695,24 \text{ m}^2$ — zasklená plocha skleníku UR-5-25
- $F'_{skl} = 486 \text{ m}^2$ — optimální povrch skleníku ozařovaný sluncem
- $F_z = 456 \text{ m}^2$ — plocha půdy ve skleníku

I. Konstaty volené a závislé na t_o

Klimatické podmínky	Volené konstanty		Konstanty závislé na t_o	
	t_z	a	c_o	q_o
	°C	—	kcal kg ⁻¹ deg ⁻¹	kg m ⁻³
$t_o = -18\text{ °C}$	+10	0,9	0,242	1,34
$t_o = 0\text{ °C}$	+12	0,8	0,241	1,26
$t_o = +10\text{ °C}$	+15	0,7	0,241	1,207

II. Vypočtené konstanty

Klimatické podmínky	Vypočtené konstanty diferenciální rovnice					
	A_1	B_1	C_1	D_1	E_1	F_1
	h	—	h deg kg ⁻¹	—	—	m ² h deg kcal ⁻¹
$t_o = -18\text{ °C}$	0,057	1	0,0843	0,91	0,0927	0,0695
$t_o = 0\text{ °C}$	0,0498	1	0,074	0,92	0,0812	0,0608
$t_o = +10\text{ °C}$	0,0442	1	0,0652	0,92	0,0718	0,0539

Konstanty použité při řešení diferenciální rovnice a jejich rozměry jsou uvedeny v tabulkách I—III.

Konstanty volené a odhadnuté:

t_z — teplota půdy ve skleníku (°C).

Konstanty dané:

- i''_3 — měrná entalpie páry přiváděné do výměníků tepla v ohřívači (kcal kg⁻¹)
- i_4 — měrná entalpie zkondenzované vody (kcal kg⁻¹)
- t_2 — požadovaná teplota vzduchu ve skleníku (°C)
- t_2^* — teplota vzduchu na výstupu z ohřívače (°C)
- t_3 — teplota páry na vstupu do výměníku tepla (°C)
- t_4 — teplota kondenzátu na výstupu z výměníku tepla (°C)
- k_o — součinitel prostupu tepla sklem skleníku s přihlédnutím k proudění vzduchu ve skleníku, k částečnému přetlaku ve skleníku a k infiltraci (kcal m⁻² h⁻¹ deg⁻¹)
- k_z — součinitel prostupu tepla půdou (kcal m⁻² h⁻¹ deg⁻¹)
- q_2 — měrná hmotnost vzduchu uvnitř skleníku při teplotě t_2 (kg m⁻³)
- q_2^* — měrná hmotnost vzduchu při teplotě t_2^* (kg m⁻³)
- c_2 — měrné teplo vzduchu při teplotě t_2 (kcal kg⁻¹ deg⁻¹)
- c_2^* — měrné teplo vzduchu při teplotě t_2^* (kcal kg⁻¹ deg⁻¹)
- qs — množství tepla dodané slunečním zářením na m² zasklené plochy za hodinu (kcal m⁻² h⁻¹)

III. Koeficienty

Klimatické podmínky	Nastavovací koeficienty na potenciometrech					Časová základna
	ΔM_p	Δt_o	Δt_z	Δq_s	zpětná vazba	K_t
	1A	2A	3A	4A	5A	
	$K_{y1} = 0,09$	$K_{y2} = 0,9$	$K_{y3} = 0,09$	$K_{y4} = 0,09$	$K_x = 1$	—
$t_o = -18^\circ\text{C}$	0,234	0,252	0,257	0,193	0,25	17,5
$t_o = 0^\circ\text{C}$	0,205	0,255	0,225	0,168	0,25	20,1
$t_o = +10^\circ\text{C}$	0,181	0,255	0,199	0,149	0,25	22,6

Konstanty závislé na venkovní teplotě vzduchu (t_o):

c_o — měrné teplo vzduchu při teplotě t_o a barometrickém tlaku 735. torrů ($\text{kcal kg}^{-1} \text{ deg}^{-1}$)

q_1 — měrná hmotnost venkovního vzduchu (kg m^{-3})

Přehled ostatních symbolů používaných v teoretickém odvození rovnice:

$\dot{Q}^*_2$ — tepelný výkon dodávaný ohřívací vzduchu do skleníku (kcal h^{-1})

$\dot{Q}_1$ — tepelný výkon vzduchu přísávaného do ohříváče zvenku (kcal h^{-1})

$\dot{Q}_{M2}$ — tepelný výkon vzduchu nasávaného ohřívací z vnitřního prostoru skleníku (recirkulační teplo) (kcal h^{-1})

$\dot{Q}_s$ — tepelný výkon dodávaný slunečním zářením do skleníku (kcal h^{-1})

$\dot{Q}_o$ — tepelný výkon, který uniká prostupem zaskleným povrchem skleníku ven (kcal h^{-1})

$\dot{Q}_z$ — tepelný výkon, jenž je odváděn z prostoru skleníku půdou (kcal h^{-1})

$\dot{Q}_v$ — tepelný výkon, který odchází ze skleníku ventilací (kcal h^{-1})

$\dot{M}_p$ — průtok páry (kg h^{-1}), která prochází výměníky tepla v ohřívacích vzduchu.

τ — čas v hodinách (h)

URČENÍ ŘÁDU ODVOZOVANÉ DIFERENCIÁLNÍ ROVNICE SOUSTAVY

Pro určení řádu odvozované diferenciální rovnice je rozhodující poměr tepelných kapacit přicházejících v úvahu při přenosu energie do vzdušného prostoru skleníku.

Tepelná kapacita kovové hmoty výměníku je

$$K_{Fe} = G_{Fe} \cdot c_{Fe} \quad (\text{kcal deg}^{-1})$$

kde: G_{Fe} — hmotnost kovových trubek výměníku tepla (pro skleník UR-5-25 podle údajů ZVVZ Liberec je $G_{Fe} = 150 \text{ kg}$)

c_{Fe} — měrné teplo oceli ($c_{Fe} = 0,11 \text{ kcal kg}^{-1} \text{ deg}^{-1}$)

Stanovení tepelné kapacity prostoru skleníku:

$$K_2 = V \cdot \rho_2 \cdot c_2 \quad (\text{kcal deg}^{-1})$$

Z daných rovnic určíme poměr tepelných kapacit:

$$\frac{K_{Fe}}{K_2} = 0,041$$

Z výpočtu je zřejmé, že kapacita výměníků tepla představuje 4,1 % z tepelné kapacity vzdušného prostoru skleníku. Je tedy časová konstanta na trubkách výměníku v poměru k časové konstantě prostoru skleníku malá. Z tohoto hlediska lze tedy skleník přibližně považovat za tepelnou soustavu jednodukapacitní. Tato úvaha je podepřena i výsledky experimentálního měření.

VLASTNÍ ODVOZENÍ DIFERENCIÁLNÍ ROVNICE PRVNÍHO ŘÁDU PRO SKLENÍK JAKO SOUSTAVU

Při odvození diferenciální rovnice se vychází ze základních vztahů pro tepelnou bilanci prostoru skleníku a výměníků tepla a ze vztahů pro vyjádření dílčích komponentů tepelné bilance.

Tepelnou bilanci skleníku lze podle obrázku 1 vyjádřit

$$Q_{2}^{*} + Q_s - Q_o - Q_z - Q_v - Q_{M_2} = V \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot \frac{dt_2}{dt} \quad (1)$$

Pro výměník tepla je tepelná bilance

$$Q_{2}^{*} - (Q_1 + Q_{M_2}) = M_p \cdot (i''_3 - i_4) \quad (2)$$

Jednotlivé komponenty bilancí vyjádříme vztahy:

$$Q_{2}^{*} = M^{*} \cdot \rho_{2}^{*} \cdot c_{2}^{*} \cdot t_{2}^{*} \quad (3)$$

$$Q_{M_2} = M_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot t_2 \quad (4)$$

$$Q_1 = M_o \cdot \rho_o \cdot c_o \cdot t_o \quad (5)$$

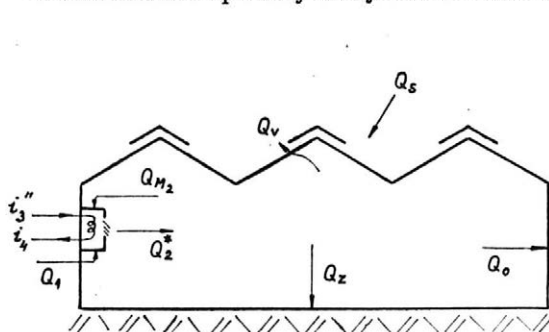
$$Q_v = M_v \cdot \rho_v \cdot c_v \cdot t_v \quad (6)$$

$$Q_o = k_o \cdot F_{skl} \cdot (t_2 - t_o) \quad (7)$$

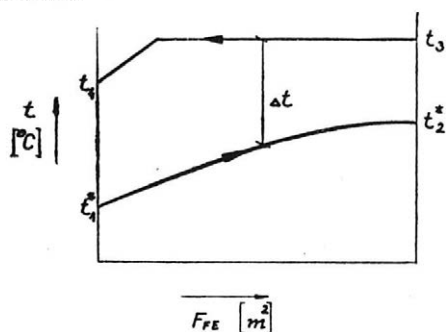
$$Q_z = k_z \cdot F_z \cdot (t_2 - t_z) \quad (8)$$

$$Q_s = F'_{skl} \cdot q_s \quad (9)$$

Průběh teplot ve výměníku lze graficky vyjádřit (obr. 2), přičemž se předpokládá, že ve skutečnosti se poměry na výměníku tomuto stavu blíží.



1. Tepelná bilance skleníku (znázornění)



2. Diagram teplot pro protiproudový výměník tepla na ohřívaci vzduchu

Lze psát, že

$$t_1^* = a \cdot t_2 + (1 - a) \cdot t_0$$

kde:

F_{Fe} — plocha kovových trubek výměníků tepla (m^2)

a — poměrová konstanta

t_1^* — teplota smíšeného vzduchu na vstupu do výměníku tepla ($^{\circ}C$)

M — celkové průtokové množství vzduchu procházející výměníkem tepla (uvažováno bez ohřívání nebo před ohřátím) ($m^3 h^{-1}$)

Pro otopné období (tak definujeme zimní provoz) není přílišná výměna vzduchu žádoucí, neboť zvyšuje tepelné ztráty, aniž je to fyziologicky odůvodněno.

POSTUP ODVOZENÍ DIFERENCIÁLNÍ ROVNICE

Z rovnice (2) osamostatníme Q_2^* a dosadíme do rovnice (1):

$$Q_2^* = M_p \cdot (i_3'' - i_4) + Q_1 + Q_{M_2}$$

$$M_p \cdot (i_3'' - i_4) + Q_1 + Q_{M_2} + Q_s - Q_o - Q_z - Q_v - Q_{M_2} = V \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot \frac{dt_2}{dt}$$

Po dosazení za Q_1 , Q_s , Q_o , Q_z , Q_v z rovnic (5) až (9) a úpravě obdržíme rovnici

$$V \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot \frac{dt_2}{dt} + (M_v \cdot \rho_2 \cdot c_2 + k_o \cdot F_{skl} + k_z \cdot F_z) \cdot t_2 = M_p \cdot (i_3'' - i_4) + (M_o \cdot \rho_o \cdot c_o + k_o \cdot F_{skl}) \cdot t_o + k_z \cdot F_z \cdot t_z + F'_{skl} \cdot q_s \quad (10)$$

Rovnici (10) můžeme psát obecně:

$$A \cdot t_2' + B \cdot t_2 = C \cdot M_p + D \cdot t_o + E \cdot t_z + F \cdot q_s \quad (11)$$

kde:

$$A = V \cdot \rho_2 \cdot c_2$$

$$B = M_v \cdot \rho_2 \cdot c_2 + k_o \cdot F_{skl} + k_z \cdot F_z$$

$$C = (i_3'' - i_4)$$

$$D = M_o \cdot \rho_o \cdot c_o + k_o \cdot F_{skl}$$

$$E = k_z \cdot F_z$$

$$F = F'_{skl}$$

Podělením rovnice (11) konstantou B a označením nových konstant A_1 až F_1 dostaneme:

$$A_1 \cdot t_2' + B_1 \cdot t_2 = C_1 \cdot M_p + D_1 \cdot t_o + E_1 \cdot t_z + F_1 \cdot q_s \quad (12)$$

Vypočtené hodnoty konstant A_1 až F_1 pro zvolené alternativy jsou uvedeny v tabulce II.

Zvolené alternativy jsou uvažovány při teplotách okolí $t_o = -18^{\circ}C$; $0^{\circ}C$; $+10^{\circ}C$, tj. pro situaci, kdy žádaná teplota t_2 bude vyšší než teplota okolí t_o a regulátor musí řídit přívod tepelné energie. Takovému topnému období říkáme tedy zimní bez ohledu na kalendářní čas.

URČENÍ STABILITY SOUSTAVY

K určení stability soustavy použijeme Hurwitzovy metody. Z obecně dané diferenciální rovnice soustavy (12) stačí uvažovat její levou stranu:

$$A_1 \cdot t_2' + B_1 \cdot t_2 = 0 \quad (13)$$

Podmínky stability pak budou splněny, jestliže

$$A_1 > 0 \text{ a } B_1 > 0$$

Tato podmínka je pro uvažované alternativy klimatických stavů ve skleníku splněna a tedy soustava je sama o sobě stabilní.

MATEMATICKÝ MODEL SOUSTAVY

Tepelná soustava skleníku je modelována prostřednictvím diferenciální rovnice (12) na analogovém počítači MEDA. Levá strana diferenciální rovnice určuje dynamické vlastnosti soustavy. Závisle proměnnou je regulovaná veličina t_2 (ΔU_x) – teplota uvnitř skleníku a nezávisle proměnnou je čas. Pravá strana rovnice vyjadřuje vstupní poruchové veličiny soustavy pro zvolené alternativy (ΔU_y).

Diferenciální rovnici (12) upravíme tak, že osamostatníme nejvyšší derivaci

$$t'_2 = -\frac{B_1}{A_1} \cdot t_2 + \frac{C_1}{A_1} \cdot M_p + \frac{D_1}{A_1} \cdot t_o + \frac{E_1}{A_1} \cdot t_z + \frac{F_1}{A_1} \cdot q_s$$

Zapojení počítačí sítě, odpovídající této rovnici, je znázorněno na obrázku 3. Umožňuje modelovat dynamické vlastnosti soustavy při poruše způsobené libovolným členem na pravé straně rovnice (12) nebo i při libovolném součtu těchto poruch.

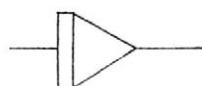
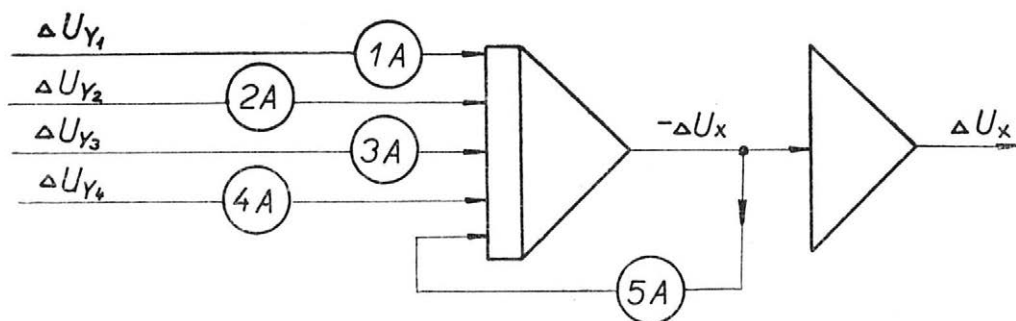
Pro změny z ustáleného stavu můžeme diferenciální rovnici (12) přepsat na diferenční (s proměnnými o konečné velikosti):

$$A_1 \cdot \Delta t'_2 + B_1 \cdot \Delta t_2 = C_1 \cdot \Delta M_p + D_1 \cdot \Delta t_o + E_1 \cdot \Delta t_z + F_1 \cdot \Delta q_s \quad (14)$$

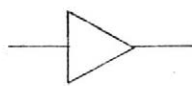
čili

$$\Delta t'_2 = -\frac{B_1}{A_1} \cdot \Delta t_2 + \frac{C_1}{A_1} \cdot \Delta M_p + \frac{D_1}{A_1} \cdot \Delta t_o + \frac{E_1}{A_1} \cdot \Delta t_z + \frac{F_1}{A_1} \cdot \Delta q_s$$

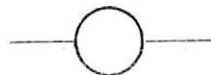
$\Delta U \dots$ ZMĚNA NAPĚTÍ



INTEGRÁTOR



INVERTOR



POTENCIOMETR

3. Zapojení počítačí sítě

Koeficienty $\frac{B_1}{A_1}$ až $\frac{F_1}{A_1}$ se nastavují potenciometry 5A, 1A, 2A, 3A, 4A.

Po zavedení vhodných měřitek dostaneme vzájemný vztah mezi napětím a sledovanými teplotami, popř. množstvím tepla či páry, a mezi strojovým a reálným časem přechodové charakteristiky.

Při početním postupu vycházíme z obecné rovnice (14), do které dosadíme z tabulky II hodnoty za konstanty A_1 až F_1 .

Upravené rovnice pak budou:

$$0,057 \Delta t'_2 + \Delta t_2 = 0,0843 \Delta M_p + 0,91 \Delta t_o + 0,0927 \Delta t_z + 0,0695 \Delta q_s \quad (15)$$

$$0,0498 \Delta t'_2 + \Delta t_2 = 0,074 \Delta M_p + 0,92 \Delta t_o + 0,0812 \Delta t_z + 0,0608 \Delta q_s \quad (16)$$

$$0,0442 \Delta t'_2 + \Delta t_2 = 0,0652 \Delta M_p + 0,92 \Delta t_o + 0,0718 \Delta t_z + 0,0539 \Delta q_s \quad (17)$$

Podle jednotlivých klimatických alternativ bude tedy řešení předchozích rovnic toto:

a) Pro $t_o = -18^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} 0,057 \Delta x' + \Delta x &= 0,0843 \Delta y_1 - \text{pro vstupní změnu } \Delta M_p \\ &= 0,91 \Delta y_2 - \text{pro vstupní změnu } \Delta t_o \\ &= 0,0927 \Delta y_3 - \text{pro vstupní změnu } \Delta t_z \\ &= 0,0695 \Delta y_4 - \text{pro vstupní změnu } \Delta q_s \end{aligned} \quad (18)$$

kde: $\Delta x = \Delta t_2$ (výstup)

$\Delta y_{1 \div 4} = \Delta M_p, \Delta t_o, \Delta t_z, \Delta q_s$ (vstupní poruchy)

Použijeme hodnot pravé strany podle toho, na které vstupní poruše chceme sledovat odezvu.

Zobrazovací vztah pro Δx :

$$\frac{\Delta U_x}{[U]} = K_x \cdot \frac{\Delta x}{[x]}$$

kde: $[x]$ má rozměry ve $^\circ\text{C}$,

$[U]$ ve voltech

K_x je zobrazovací měřítko pro x

$$\text{Zvolme měřítko } K_x = 1 \left[\frac{\text{V}}{^\circ\text{C}} \right],$$

pak

$$\Delta U_x = 1 \cdot \Delta x \quad (19)$$

Zobrazovací vztah pro $\Delta y_{1 \div 4}$:

$$\frac{\Delta U_{y_{1 \div 4}}}{[U]} = K_{y_{1 \div 4}} \cdot \frac{\Delta y_{1 \div 4}}{[y]}.$$

Zvolme měřítko $K_{y_1} = 0,09$ (V.h.kg⁻¹)

$K_{y_2} = 0,9$ (V/ $^\circ\text{C}$)

$K_{y_3} = 0,09$ (V/ $^\circ\text{C}$)

$K_{y_4} = 0,09$ (V.m₂.h.kcal⁻¹)

Časové měřítko udává vztah:

$$\frac{\tau}{[\tau]} = K_t \cdot \frac{A_1}{[\dot{c}]},$$

kde: (τ) — strojový čas

$(\dot{c})$ — reálný čas

Zvolme tedy

$$0,057 K_t = 1 \quad K_t = \frac{1}{0,057} = 17,5 \quad (20)$$

Strojová rovnice pro napětí pak bude obecně (při zavedení všech měříték K_x , K_y , K_t):

$$\begin{aligned} A_1 \cdot \frac{K_t}{K_x} \cdot \Delta U'_x + B_1 \cdot \frac{1}{K_x} \cdot \Delta U_x &= C_1 \cdot \frac{1}{K_{y_1}} \cdot \Delta U_{y_1}, \\ &= D_1 \cdot \frac{1}{K_{y_2}} \cdot \Delta U_{y_2} \\ &= E_1 \cdot \frac{1}{K_{y_3}} \cdot \Delta U_{y_3} \\ &= F_1 \cdot \frac{1}{K_{y_4}} \cdot \Delta U_{y_4} \end{aligned} \quad (21)$$

Po dosazení pak

$$\begin{aligned} 0,057 \cdot \frac{17,5}{1} \cdot \Delta U'_x + 1 \cdot \frac{1}{1} \cdot \Delta U_x &= 0,0843 \cdot \frac{1}{0,09} \cdot \Delta U_{y_1} \\ &= 0,91 \cdot \frac{1}{0,9} \cdot \Delta U_{y_2} \\ &= 0,0927 \cdot \frac{1}{0,09} \cdot \Delta U_{y_3} \\ &= 0,0695 \cdot \frac{1}{0,09} \cdot \Delta U_{y_4} \end{aligned} \quad (22)$$

Po úpravě a osamostatněním první derivace dostaneme:

$$\begin{aligned} \Delta U'_x &= -\Delta U_x + 0,937 \Delta U_{y_1} \\ &= -\Delta U_x + 1,01 \Delta U_{y_2} \\ &= -\Delta U_x + 1,03 \Delta U_{y_3} \\ &= -\Delta U_x + 0,772 \Delta U_{y_4} \end{aligned}$$

Při nastavování koeficientů na potenciometrech je nutné jejich hodnotu dělit konstantou integrátoru, která je u MEDY rovna 4. Hodnoty koeficientů na potenciometrech pak budou:

$$\begin{array}{llll} \Delta U_{y_1} & \dots\dots & \Delta M_p & \dots\dots & 1 A = 0,234 \\ \Delta U_{y_2} & \dots\dots & \Delta t_o & \dots\dots & 2 A = 0,252 \\ \Delta U_{y_3} & \dots\dots & \Delta t_z & \dots\dots & 3 A = 0,257 \\ \Delta U_{y_4} & \dots\dots & \Delta q_s & \dots\dots & 4 A = 0,193 \\ \Delta U_x & \dots\dots & \text{zpětná vazba} & \dots & 5 A = 0,25 \end{array}$$

Pro odčítání hodnot z přechodových charakteristik namodelované soustavy platí měřítko mezi fyzikálními veličinami a napětím na analogonu:

pro teplotu t_2	pro množství páry M_p	pro teplotu t_o
$\Delta U_x \cong \Delta t_2$	$\Delta U_{y_1} \cong 0,09 \Delta M_p$	$\Delta U_{y_2} \cong 0,9 \Delta t_o$
$1 \text{ V} \cong 1^\circ\text{C}$	$1 \text{ V} \cong 11,1 \text{ kg h}^{-1}$	$1 \text{ V} \cong 1,1^\circ\text{C}$
pro teplotu t_z	pro záření q_s	
$\Delta U_{y_3} \cong 0,09 \Delta t_z$	$\Delta U_{y_4} \cong 0,09 \Delta q_s$	
$1 \text{ V} \cong 11,1^\circ\text{C}$	$1 \text{ V} \cong 11,1 \text{ kcal m}^{-2} \text{ h}^{-1}$	

b) Pro $t_o = 0^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}
 0,0498 \Delta x' + \Delta x &= 0,074 \Delta y_1 - \text{pro vstupní změnu } \Delta M_p \\
 &= 0,92 \Delta y_2 - \text{pro vstupní změnu } \Delta t_o \\
 &= 0,0812 \Delta y_3 - \text{pro vstupní změnu } \Delta t_z \\
 &= 0,0608 \Delta y_4 - \text{pro vstupní změnu } \Delta q_s
 \end{aligned} \tag{23}$$

Měřítka K_x, K_y jsou opět jako v případě ad a).

Časové měřítko určíme ze vztahu:

$$0,0498 K_t = 1 \quad K_t = \frac{1}{0,0498} = 20,1 \tag{24}$$

Strojová rovnice bude po úpravách

$$\begin{aligned}
 \Delta U'_x &= -\Delta U_x + 0,822 \Delta U_{y_1} \\
 &= -\Delta U_x + 1,02 \Delta U_{y_2} \\
 &= -\Delta U_x + 0,902 \Delta U_{y_3} \\
 &= -\Delta U_x + 0,675 \Delta U_{y_4}
 \end{aligned}$$

Hodnoty koeficientů na potenciometrech:

ΔU_{y_1}		ΔM_p		$1 A = 0,205$
ΔU_{y_2}		Δt_o		$2 A = 0,255$
ΔU_{y_3}		Δt_z		$3 A = 0,225$
ΔU_{y_4}		Δq_s		$4 A = 0,168$
ΔU_x		zpětná vazba		$5 A = 0,25$

c) Pro $t_o = +10^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}
 0,0442 \Delta x' + \Delta x &= 0,0652 \Delta y_1 - \text{pro vstupní změnu } \Delta M_p \\
 &= 0,92 \Delta y_2 - \text{pro vstupní změnu } \Delta t_o \\
 &= 0,0718 \Delta y_3 - \text{pro vstupní změnu } \Delta t_z \\
 &= 0,0539 \Delta y_4 - \text{pro vstupní změnu } \Delta q_s
 \end{aligned} \tag{25}$$

Měřítka K_x, K_y jsou opět stejná jako v předchozích případech. Časové měřítko určíme ze vztahu:

$$0,0442 K_t = 1 \quad K_t = \frac{1}{0,0442} = 22,6 \tag{26}$$

Strojová rovnice bude po úpravách

$$\begin{aligned}\Delta U'_x &= -\Delta U_x + 0,724 \Delta U_{y_1} \\ &= -\Delta U_x + 1,02 \Delta U_{y_2} \\ &= -\Delta U_x + 0,797 \Delta U_{y_3} \\ &= -\Delta U_x + 0,598 \Delta U_{y_4}\end{aligned}$$

Hodnoty koeficientů na potenciometrech:

ΔU_{y_1}		ΔM_p		$1 A = 0,181$
ΔU_{y_2}		Δt_o		$2 A = 0,255$
ΔU_{y_3}		Δt_z		$3 A = 0,199$
ΔU_{y_4}		Δq_s		$4 A = 0,149$
ΔU_x		zpětná vazba		$5 A = 0,25$

ZHODNOCENÍ DYNAMICKÉHO CHOVÁNÍ TEPELNÉ SOUSTAVY SKLENÍKU

Dynamické chování tepelné soustavy skleníku pro uvedený zimní provoz, tj. pro rozsah venkovních teplot vzduchu -18°C až $+10^\circ\text{C}$ (t_o), můžeme zhodnotit podle uvedeného matematického modelu soustavy buď přímým posouzením změn výstupní veličiny Δt_z , nebo vyhodnocením přechodových charakteristik modelované diferenciální rovnice prvního řádu.

ZMĚNY Δt_z PŘI PORUŠE SKOKEM NA VSTUPU SOUSTAVY

Změny Δt_z při poruše skokem na vstupu soustavy charakterizuje velmi dobře přehled v tabulce IV:

IV. Změny teploty vzduchu Δt_z na vstupu soustavy při poruše skokem

Klimatické podmínky			Změny Δt^2 ($^\circ\text{C}$) při poruše skokem na vstupu soustavy			
t_o	t_z	α	$\Delta M_p = 10$ kg h^{-1}	$\Delta t_o = 5^\circ\text{C}$	$\Delta t_z = 1^\circ\text{C}$	$\Delta q_s = 50$ $\text{kcal m}^{-2} \text{h}^{-1}$
$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	—				
- 18	+ 10	0,9	0,843	4,55	0,0927	3,475
0	+ 12	0,8	0,74	4,50	0,0812	3,04
+ 10	+ 15	0,7	0,652	4,50	0,0718	2,695

V regulované soustavě skleníku předpokládáme např. v optimálním případě teplotu vzduchu uvnitř $t_z = 20^\circ\text{C}$. Vzhledem k této konstantní teplotě (pro daný případ) mohou změny vstupních parametrů soustavy dosahovat asi tohoto rozsahu:

$$\begin{aligned}\Delta M_p &- 0 \div 400 \text{ kg h}^{-1} && (\text{plný regulační rozsah}) \\ \Delta t_o &- 5 \div 10^\circ\text{C} && (\text{maximálně } 40^\circ\text{C}) \\ \Delta t_z &- 1^\circ\text{C} \\ \Delta q_s &- 0 \div 200 \text{ kcal m}^{-2} \text{h}^{-1} && (\text{maximálně } 700 \text{ kcal m}^{-2} \text{h}^{-1})\end{aligned}$$

Změny teplot půdy v celém jejím užitkovém profilu jsou velmi malé a časově velmi pomalé. Změna teploty půdy Δt_z nemá tedy charakter skokové změny.

Podstatně větší vliv má změna teploty venkovního vzduchu Δt_o .

Největší vliv pak, jak ukazuje tabulka IV, má změna intenzity slunečního záření Δq_s . Poněkud menší vliv proti této změně má změna teploty venkovního vzduchu Δt_o a změna průtoku topné páry ΔM_p .

Je zřejmé, že krajně nepříznivý stav klimatických podmínek neumožní udržet teplotu ve skleníku $t_2 = 20^\circ\text{C}$, avšak běžné změny Δq_s a Δt_o je možno zvládnout vhodným regulačním obvodem topného okruhu. K náhlým změnám Δq_s a Δt_o v celém rozsahu ovšem nedochází prakticky nikdy a je možné odvodit regulační pásmo pro průtok páry podle údajů změn v tabulce IV.

Podle toho např.:

pro $\Delta q_s = 200 \text{ kcal m}^{-2} \text{ h}^{-1}$	odpovídá $\Delta M_p = 164 \text{ kg h}^{-1}$
pro $\Delta t_o = 10^\circ\text{C}$	odpovídá $\Delta M_p = 108 \text{ kg h}^{-1}$.

Pokud jde o letní provoz, kdy často dochází k značnému oteplení vzduchu ve skleníku právě většími změnami Δq_s , někdy k tomu dochází i v zimním provozu (na jaře), lze tento stav značně kompenzovat úpravou vlhkostních poměrů vzduchu uvnitř skleníku. A to rozstřikováním jemně zmlžené vody ejektorovými tryskami, které k těmto regulačním účelům byly také zkoušeny ve zkušebním skleníku.

Poruchy v soustavě vlivem změn Δt_o a Δt_z nejsou nijak nebezpečné a změna teploty Δt_2 jejich vlivem se snadno vyrovná dvupolohovou regulací pro praktické provedení regulačního obvodu, který je logickým výsledkem řešení dynamického chování skleníku jako soustavy.

ZÁVĚR

Odvození diferenciální rovnice skleníku jako soustavy a zhodnocení dynamického chování této soustavy modelováním na analogovém počítači MEDA ukázalo praktické možnosti této matematické metody.

Příznivě se toho matematické modelování klimatických podmínek ve skleníku projeví zvláště při řešení regulované soustavy, ve které uvažujeme úpravu obou základních klimatických faktorů — teploty a vlhkosti vzduchu uvnitř skleníku. A pak samozřejmě při řešení celých regulačních obvodů klimatizace.

Došlo dne 1. 11. 1967

Literatura

1. BALDA, M.: Základy teorie samočinné regulace. Praha, SNTL, 1958. —
2. DEQUIN, H.: Warmluftheizung für Gewächshäuser. Deutsche Gärtner-Post, 1952, 4, 2:5. —
3. GHILARDI, F.: Technique de l'automatisme appliqué au chauffage, à la réfrigération et au conditionnement de l'air. Paříž, Girardot 1948. —
4. CHROBOCZEK, E.: Szklarnie i inspekty. Varšava, PWRL 1958. —
5. STREJC, V.: O možnostech vyššího využití teorie regulace v praxi. Praha, Práce 1958. —
6. ŠALAMON, M.: Matematika pro regulaci a automatizaci. Praha, SNTL 1957.

Модель теплицы в качестве регулируемой системы

Выведение дифференциального уравнения теплицы в качестве системы и оценки динамического поведения этой системы путем моделирования на аналоговой вычислительной машине МЕДА дало практические возможности данного математического метода.

Это математическое моделирование климатических условий в теплице благоприятно

проявится особенно при решении регулируемой системы, в которой мы предполагаем модификацию обоих основных климатических факторов — температуру и влажность воздуха внутри теплицы, а также, конечно, при решении целых регулируемых единиц кондиционирования.

A Model of a Glass-house as of a Regulated System

A deriving of a differential equation of a glass-house as a system and an evaluation of the dynamic behaviour of this system by means of a modelling on the MEDA analogue computer has shown the practical possibilities of this mathematical method.

This mathematical modelling of the climatic conditions in the glass-house proves favourable particularly in the designing of the regulated system, in which we consider the adjustment of both basic climatic factors — temperature and air moisture inside the glass-house, and, obviously, in the setting up of whole regulation systems of air conditioning.

Modell des Gewächshauses als Regulierungssystem

Die Ableitung der Differentialgleichung als System und Bewertung des dynamischen Verhaltens dieses Systems durch die Modellierung an der Analog-Rechenmaschine MEDA zeigte praktische Möglichkeiten dieser mathematischen Methode.

Diese mathematische Modellierung der klimatischen Bedingungen im Gewächshaus äußert sich besonders bei der Lösung des Regulierungssystems, in welcher wir die Gestaltung beider grundlegenden klimatischen Faktoren erwägen — der Temperaturen und der Luftfeuchtigkeit im Innern des Gewächshauses — als günstig. Und dann selbstverständlich bei der Lösung des ganzen Regelstreckens der Klimatisierung.

Adresa autora:

Ing. Miloš Kravciv, CSc., Výrobní zemědělská správa, Česká Lípa

■ Veľkokapacitné stavby pre chov hospodárskych zvierat sú vystavené v priebehu celého roku, ale najmä v zimnom období, neustálemu pôsobeniu vlhky v rôznych jej obdobiach. Vo svetle dnešných potrieb, ako aj z hľadiska prevádzky, hygieny a ekonomických požiadaviek patrí projektovanie budov pre živočíšnu výrobu k výnimočne obtiažnym úlohám už aj preto, lebo tu musíme nielen predpokladať, ale musíme aj vedieť ako čeliť dvom na sebe nezávislým skupinám príčin, ktoré spôsobujú vlhnutie.

Do prvej skupiny zaraďujeme vlhku, ktorá pôsobí na budovu zvonku a proti ktorej sa bránime vhodnou izoláciou podláh, obvodových stien, vodotesnosťou strechy a rýchlym odvádzaním zrážkových a prevádzkových vôd čo najďalej od stavby.

Do druhej skupiny zaraďujeme vlhku skrytú, ktorá pôsobí nepriaznivo na obvodové konštrukcie kondenzáciou, sorpciou a difúziou vodnej pary, proti ktorej nevieme ešte vždy dosť dobre a účinne bojovať a ktorej chceme tiež v článku venovať osobitnú pozornosť.

KONDENZÁCIE VODNEJ PARY

Príčina orosovania vnútorných povrchov obvodových konštrukcií v zimnom období spočíva v nasledovnom: Atmosferický vzduch nie je nikdy absolútne suchý a obsahuje vždy určité množstvo vodnej pary. Množstvo vodnej pary obsiahnuté v 1 m³ vzduchu môže byť rôzne a závisí ako vyplýva z obrázku 1 od teploty vzduchu. Z obrázku môžeme vyčítať, že ak pri teplote vzduchu $\pm 0,0^\circ\text{C}$ môže vzduch v 1 m³ viazať maximálne iba 4,827 g vodnej pary, potom pri teplote vzduchu $+20^\circ\text{C}$ to bude až 17,29 g. Z obrázku súčasne vyplýva, že pri normálnych podmienkach a pri normálnom barometrickom tlaku vzduchu sú hodnoty absolútnej vlhkosti vzduchu f (g m⁻³) a hodnoty maximálneho napätia vodnej pary E (v mm Hg) v medziach 0 až 20°C veľmi blízke a môžeme ich pri bežných teplotných výpočtoch vzájomne zamieňať [Lit. 1]. Pritom hodnotu E a f môžeme stanoviť zo známych formúl:

$$\varphi = \frac{e}{E} \cdot 100 \quad (1)$$

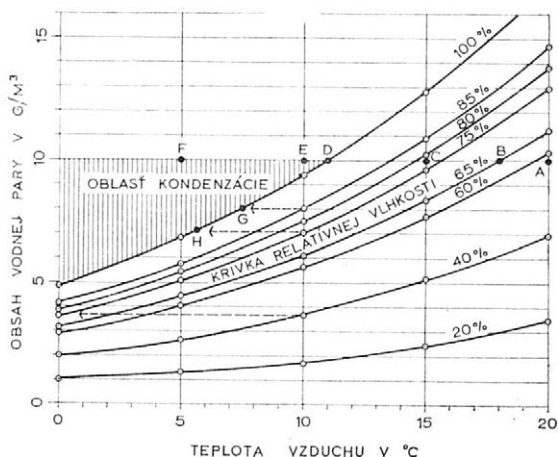
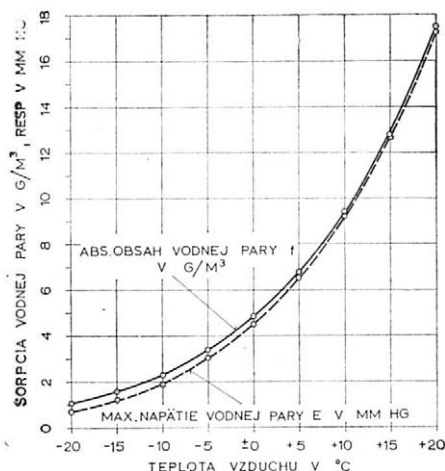
$$f = \frac{1,058 \cdot e}{1 + \left(\frac{t_0}{273}\right)} \quad (2)$$

kde: φ — relatívna vlhkosť vzduchu v %
 e — absolútne napätie vodnej pary v mm Hg
 t_0 — teplota vzduchu v $^\circ\text{C}$, pre ktorú hodnotu f hľadáme

Pre praktické ciele vyplývajú z obrázku 1 nasledovné poznatky:

a) V jednom m^3 vzduchu obsiahnuté to isté množstvo vodnej pary môže spôsobovať rôzny stupeň nasýtenia podľa toho, aká je v tom istom čase teplota vzduchu.

Uvedený poznatok uvádzame ďalej veľmi názorne na obr. 2 [2]. Z obrázku môžeme vyčítať, že ak 1 m^3 vzduchu bude obsahovať napr. 10 g vodnej pary, bude vytvárať pri teplote vzduchu 20°C iba 58% relatívnu vlhkosť (bod A), kým pri teplote vzduchu 11°C bude relatívna vlhkosť už 100% (bod D). Akonáhle by poklesla teplota vzduchu pod 11°C , 1 m^3 vzduchu už nebude schopný udržať 10 g vodnej pary. Nadmiera vodnej pary sa začne vo vzduchu zrážať (tvorenie hmly) a skvapalňovať (tvorenie rosy), čo je na obrázku 2 označené šrafovanou plochou ako oblasť kondenzácie. Teplotu, pri ktorej dosiahne vzduch 100% nasýtenie, nazývame teplotou rosného bodu.



1. Vplyv teploty na schopnosť vzduchu pohlcovať (sorbovať) vodnú paru

2. Absolútny obsah vodných pár v g/m^3 pre teploty vzduchu od $\pm 0,0^\circ\text{C}$ do 20°C

b) Druhý poznatok zní, že pri tej istej teplote vzduchu môže byť hodnota rosného bodu rôzna a závisí od okamžitej relatívnej vlhkosti vzduchu.

Z druhého poznatku vyplýva, že ak pri teplote vzduchu 10°C bude pri $\varphi = 85\%$ rosný bod $7,5^\circ\text{C}$ (obr. 2, bod G), potom pri $\varphi = 40\%$ bude rosný bod až pri $-2,6^\circ\text{C}$ (bod mimo obr. 2).

c) Predchádzajúce dva poznatky vedú k najdôležitejšiemu tretiemu záveru: Ku kondenzácii na vnútorných plochách obvodových konštrukcií maštali môže dochádzať aj vtedy, ak sa ani teplota vzduchu ani jeho stav nasýtenia vodnou parou nezmení. Preto tomu tak je, zdôvodníme v nasledovnom:

Keby sme merali v zimnom období v maštali teplotu vzduchu a teplotu na vnútorných povrchoch obvodových konštrukcií v rôznych miestach a výškach v tom istom čase, potom zistíme, že namerané teploty nebudú rovnakých hodnôt. Cirkulujúci teplejší a vlhký vzduch v maštali omýva chladnejšie povrchy obvodových konštrukcií a ochladzuje sa pritom. Ak sa prúdiaci vzduch ochladí pod teplotu rosného bodu, spôsobí na vnútornom

povrchu konštrukcie orosenie. Množstvo vlahy P ($\text{g m}^{-2} \cdot \text{h}$), ktorá môže na vnútornej ploche 1 m^2 za 1 hodinu kondenzovať, vypočítame zo vzťahu

$$P = K \cdot (f_{t_i} - f_{\tau_i}) \cdot \frac{1}{a_k} \quad (3)$$

kde: K — koeficient, ktorý závisí od koeficienta difúzie vodnej pary v ovzduší, od veľkosti kondenzovaných kvapiek a od rýchlosti prúdenia vzduchu (približná hodnota $K = 1$)

f_{t_i} — absolútna vlhkosť vnútorného vzduchu (g m^{-3})

f_{τ_i} — maximálny obsah vodnej pary vo vzduchu (g m^{-3}) pri teplote vnútorného povrchu konštrukcie τ_i ($^{\circ}\text{C}$)

a_k — koeficient priestupu vlahy na vnútorný povrch obvodovej konštrukcie, ktorý sa rovná podľa Cammerera (3):

$$a_k = 5,0 + 0,05 (t_i - \tau_i) \quad (4)$$

kde: $t_i - \tau_i$ — rozdiel medzi teplotou vzduchu a teplotou obvodovej konštrukcie v maštali v $^{\circ}\text{C}$

Príklad na veľkosť orosovania vnútorného povrchu stropu pri jeho teplote $\tau_i = 4,6^{\circ}\text{C}$, pri teplote vzduchu $t_i = 13,5^{\circ}\text{C}$ a relatívnej vlhkosti vzduchu $\varphi_i = 70,5\%$:

$$a_k = 5,0 + 0,05 (13,5 - 4,6) = 5,44 \text{ g/m}^2 \cdot \text{h}$$

Odpor proti priestupu vlahy:

$$r_k = \frac{1}{a_k} = \frac{1}{5,44} = 0,184 \text{ m}^2 \text{ h/g}$$

$$f_{t_i(13,5)} = \frac{11,6 \cdot 70,5}{100} = 8,18 \text{ g/m}^3$$

$$f_{\tau_i(4,6)} = t_i - \tau_i = 13,5 - 8,9 = 4,6^{\circ}\text{C}$$

odkiaľ podľa obrázku 1

$$E = 6,36 \text{ mm Hg}$$

$$P = 1 \cdot \frac{8,18 - 6,36}{0,184} = 9,89 \text{ g/m}^2 \cdot \text{h} \quad (0,33 \text{ g/m}^2 \cdot \text{h})$$

Z príkladu vyplýva, že na 1 m^2 plochy stropu bude pri daných podmienkach kondenzovať za 1 hodinu 9,89 g vody, čo predstavuje za deň 236,19 g/m² a za mesiac až 7,08 kg/m² [4].

NAVLHČOVANIE STAVEBNÝCH KONŠTRUKCIÍ SORPCIOU

Navlhčovanie stavebných materiálov sorpciou je molekulárny jav, ktorý prebieha cestou pohlcovania vodnej pary povrchovou plochou materiálu. Molekule vodnej pary sú priťahované molekulami materiálu v čase, keď prúdiaci vzduch omýva povrchové plochy konštrukcií. Na rozdiel od kondenzácie nemusí dochádzať pri procese sorpcie k rozdielu teplôt medzi vzduchom a povrchom konštrukcie. Proces navlhčovania sorpciou priebeha aj pri rovnakej teplote materiálu a k nemu priliehajúceho vzduchu.

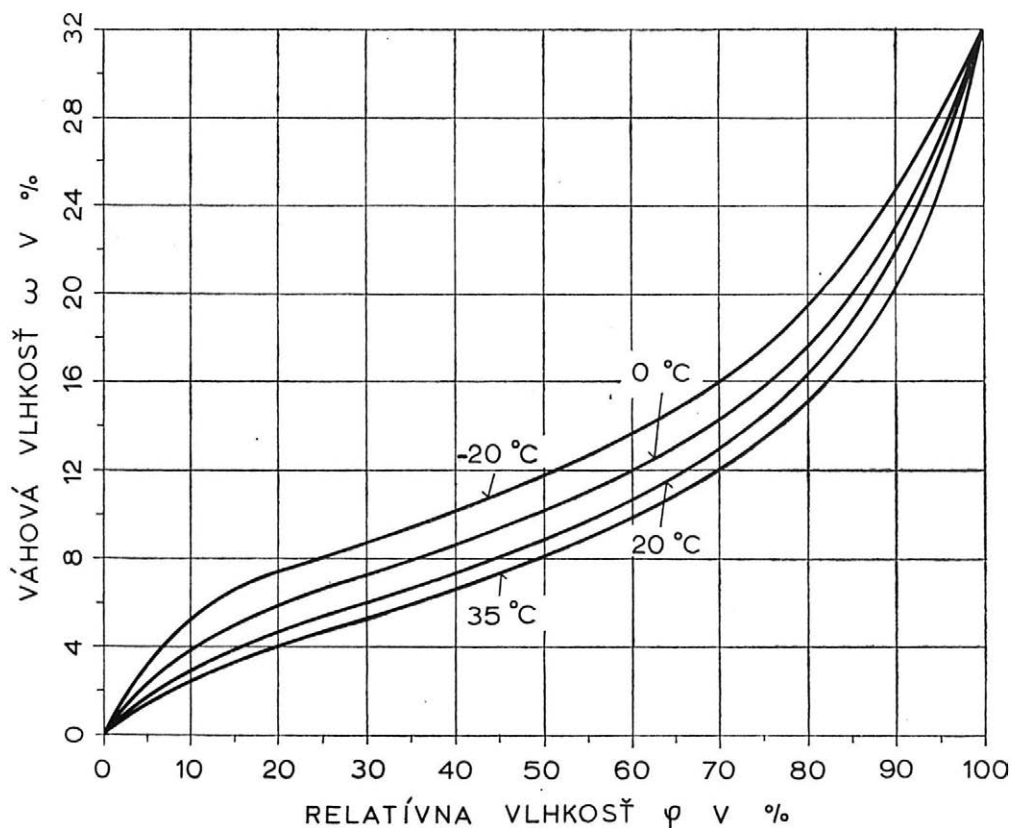
Stupeň navlhčenia sorpciou je závislý od druhu materiálu napätia vodnej pary a teploty. Najväčšou sorpčnou schopnosťou sa vyznačujú materiály organického pôvodu. Proces navlhčovania sorpciou prebieha tak dlho, pokiaľ nenastane medzi sorpčnou vlhkosťou a na-

pätím vodnej pary v ovzduší rovnováha pri tej istej teplote. Navlhčenie materiálu sorpciou w_s (v %) stanovujeme v laboratóriu podľa formuly:

$$w_s = \frac{G_2 - G_1}{G_1} \cdot 100 \quad (5)$$

kde: G_1 — ustálená váha vzorky po vysušení (g)
 G_2 — váha vzorky po sorpčnom navlhčení v exikátore (g)

Navlhčenie materiálu sorpciou môžeme pre každú teplotu zobraziť tiež graficky vo forme kriviek, ktoré vyjadrujú závislosť medzi vlhkosťou materiálu a relatívnou vlhkosťou (napätím vodnej pary) vzduchu (obr. 3). Uvedené krivky na obrázku nazývame tiež izotermami sorpcie materiálu.



3. Izotermý sorpcie vodnej pary drevom

DIFÚZIA VODNEJ PARY

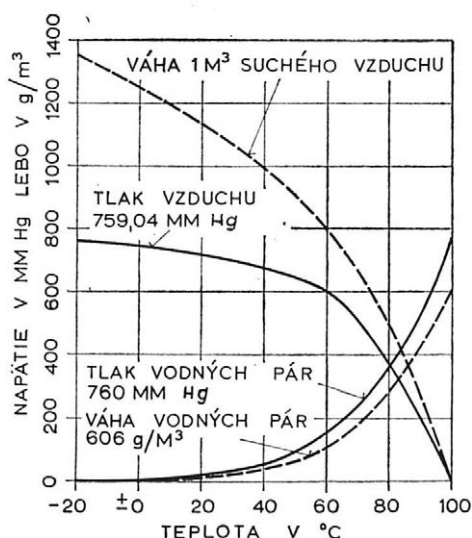
Podľa Daltona obsahuje vzduch mechanickú zmes rôznych plynov a vodnej pary, pričom celkový tlak vzduchu V pozostáva z jednotlivých parciálnych tlakov každého z plynu V_r a vodnej pary e_n :

$$V = \sum V_r + e_n \quad (6)$$

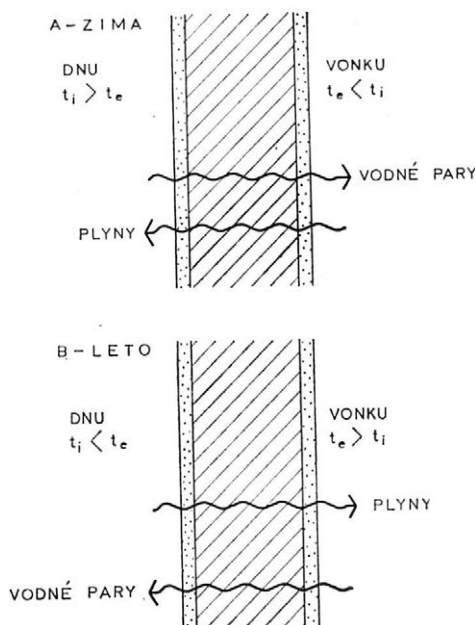
Podľa Gey Lusaka rozširovanie (objem) plynov prebieha so zvyšovaním teploty vzduchu. Pritom váha a napätie, resp. parciálny tlak plynov zväčšuje sa opačne, tj. pro-

porcionálne jeho objemu a pri hodnote 100 °C napätie a váha plynov klesá a približuje sa k nulovej hodnote. Naproti tomu, ako vidíme na obrázku 4, váha a napätie vodnej pary so zvyšovaním teploty narastá a pri 100 °C približuje sa jej napätie k atmosferickému tlaku vzduchu 760 mm Hg, pričom jej váha dosahuje hodnotu 606 g/m³ [7].

Tým, že vonkajší vzduch a uzavretý vzduch v interiéri objektu predstavujú dve medzi sebou rozdelené zóny, ktoré sú oddelené medzi sebou paropriepustnou a vzducho-priepustnou obvodovou konštrukciou s rozdielnou teplotou a tým aj s rozdielnym napätím vodnej pary a plynov, prebieha medzi týmito zónami trvalá výmena.



4. Schéma zmien objemovej váhy a napätia suchého vzduchu a vodných pár v závislosti od zvyšovania teploty



5. Ilustrujúca schéma pôsobenia teplotného potenciálu v atmosferickom ovzduší v zimnom a letnom období
A – priebeh v zime; B – priebeh v lete

V zimných mesiacoch, ako vidíme ďalej na obrázku 5, premiestňuje sa vodná para (difunduje) z miestnosti navonok, kým plyny majú smer pohybu opačný, tj. zvonku dnu. V letnom období budú podmienky premiestňovania vodnej pary a plynov v porovnaní so zimnými opačné, tj. budú prebiehať tak, že vodná para bude prenikať z vonkajšieho ovzdušia dnu a plyny z interiéru navonok. Množstvo vodnej pary D (g), ktorá bude difundovať v stacionárnych podmienkach cez jednovrstvovú obvodovú konštrukciu, stanovíme z formuly:

$$D = Z \cdot \mu \cdot (e_i - e_z) \cdot \frac{F}{d} \quad (7)$$

kde: F – plocha konštrukcie (m²)

d – hrúbka konštrukcie (m)

$e_i - e_z$ – rozdiel napätia vodnej pary z vnútornej a vonkajšej strany konštrukcie (mm Hg)

μ – koeficient priepustnosti vodnej pary materiálov (g/m. h. mm. Hg)

Z – čas, v ktorom bude difúzia prebiehať v hodinách

Pri priestupe vodnej pary z objektu navonok môže nastať prípad, kedy sa vodná para v konštrukcii ochladí až pod rosný bod a začne kondenzovať, čiže začne vytvárať priamo v konštrukcii tzv. kondenzačnú zónu. Z uvedeného hľadiska je potom žiadúce, aby sme každú obvodovú konštrukciu, ktorá pozostáva z niekoľkých vrstiev, posudzovali aj z hľadiska vylúčenia možnosti vzniku kondenzačnej zóny.

Príklad na výpočet difúzie vodnej pary cez obvodovú viacvrstvovú stenu: Majme tehlovú stenu o hrúbke 29 cm, ktorú zateplíme z vnútornej strany 10 cm hrubou vrstvou z penosilikátu. Objekt bude slúžiť pre chov hydiny pri nasledovných doporučovaných teplotách a vlhkosti vzduchu:

vnútorný vzduch $t_i = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_i = 65\text{ ‰}$, $e_i = 8,86\text{ mm Hg}$;

vonkajší vzduch $t_z = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_z = 80\text{ ‰}$, $e_z = 1,00\text{ mm Hg}$;

objemová hmotnosť pre tehlu $\delta = 1800\text{ kg/m}^3$;

$\lambda = 0,7\text{ kcal/m h }^{\circ}\text{C}$, $\mu = 0,0114\text{ g/h mm Hg}$;

objemová hmotnosť penosilikátu $\delta = 500\text{ kg/m}^3$;

$\lambda = 0,155\text{ kcal/m h }^{\circ}\text{C}$, $\mu = 0,0305\text{ g/m.h.mm Hg}$.

Výpočet tepelného odporu steny:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{7} + \frac{0,10}{0,155} + \frac{0,29}{0,70} + \frac{1}{20} = 1,24\text{ m}^2\text{ h }^{\circ}\text{C/kcal}$$

Výpočet difúzneho odporu steny:

$$\frac{1}{D} = \frac{0,10}{0,0305} + \frac{0,29}{0,0114} = 28,72\text{ mm h m}^2/\text{g}$$

Výpočet teplotného spádu τ v obvodovej stene:

$$\tau_i = 16 - \frac{16 + 15}{1,24} \cdot 0,14 = 12,5\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad E_i = 10,87\text{ mm Hg (obr. 1)}$$

$$\tau_a = 16 - \frac{16 + 15}{1,24} \cdot (0,14 + 0,64) = -3,5\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad E_a = 3,42\text{ mm Hg}$$

$$\tau_z = 16 - \frac{16 + 15}{1,24} \cdot (0,14 + 0,64 + 0,41) = -13,75\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$E_z = 1,35\text{ mm Hg}$$

Výpočet absolútneho napätia vodnej pary v konštrukcii:

$$e_a = 8,86 - \frac{8,86 - 1}{28,72} \cdot 3,28 = 7,98\text{ mm Hg}$$

Na obrázku 6 uvádzame grafické riešenie posúdenia kondenzačnej zóny v konštrukcii. Po vynesení vypočítaných hodnôt τ_i —

$$\tau_i - \tau_z, \quad e_i - e_z, \quad E_i - E_z$$

do obrazca vyplýva, že krivky e a E sa v bodoch A a B pretínajú, čo nasvedčuje tomu, že v konštrukcii sa bude kondenzovať vodná para. Miesto kondenzačnej zóny stanovíme tak, keď z bodu e_i vedieme ku krivke E a takisto z bodu e_z ku krivke E dotyčnicu. Šrafovaná

plocha na obrázku 6 predstavuje potom oblasť kondenzačnej zóny v posudzovanej obvodovej stene.

Výpočet množstva difundujúcej vodnej pary cez suchú zónu penobetónu a tehál:

$$D_{penb} = \frac{8,86 - 5,00}{0,07} \cdot 0,0305 = 1,68 \text{ g/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$D_{tehl} = \frac{2,30 - 1}{0,17} \cdot 0,0114 = 0,087 \text{ g/m}^2 \cdot \text{h}$$

Výpočet difundujúcej kondenzovanej vlahy v stene za 1 hodinu a 1 mesiac:

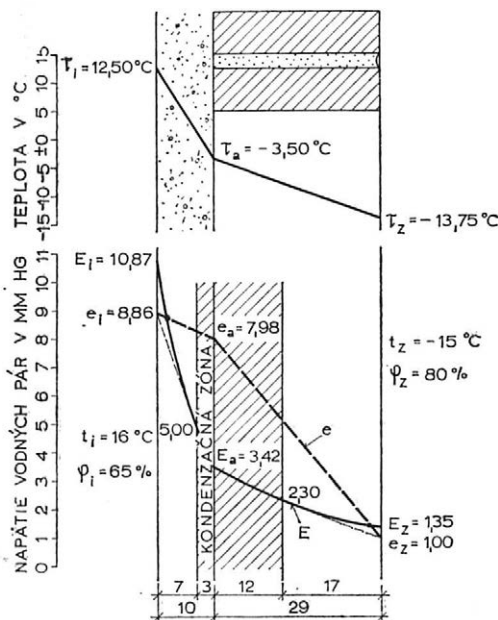
$$P_h = 1,68 - 0,087 = 1,59 \text{ g/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$P_{mes} = \frac{1,59 \cdot 24 \cdot 30}{1000} = 1,15 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{mes.}$$

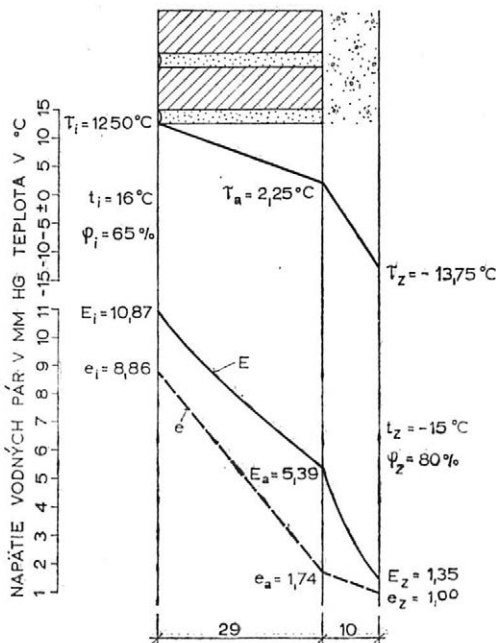
Keby sme predpokladali, že vo vrstve penosilikátu bude kondenzovať polovina vypočítanej vlahy, ktorá bude rozložená v medziach jej kondenzačnej zóny, tj. v hrúbke cca 3 cm, potom pri jej objemovej váhe 500 kg/m^3 zvýši sa vo vrstve penosilikátu za mesiac váhová vlhkosť, ako vyplýva z ďalšieho výpočtu, o 3,83 %:

$$w_v = \frac{0,575}{500 \cdot 0,03} \cdot 100 = 3,83 \%$$

Ako vyplynulo z príkladu a obr. 6 je navrhnuté rozmiestnenie stavebných hmôt vo viacvrstvovej obvodovej konštrukcii steny veľmi nevhodné. Ak budeme v druhom prípade riešiť tú istú konštrukciu tak, že tehlu umiestnime napr. z vnútornej strany a penosilikát



6. Schéma kondenzovania vodných pár v obvodovej stene zateplenej vrstvou penosilikátu z vnútornej strany steny



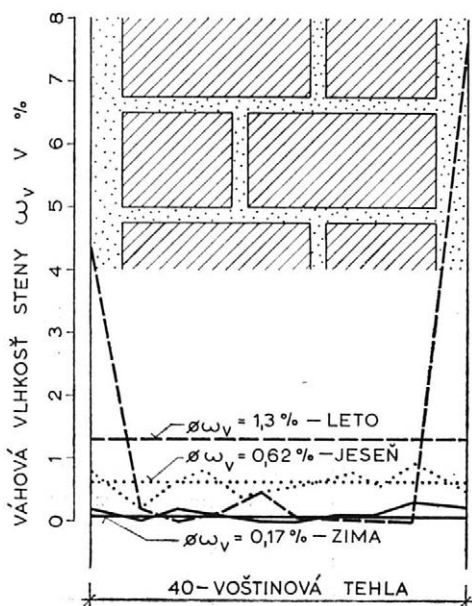
7. Schéma vlhkovného režimu obvodovej steny zateplenej vrstvou penosilikátu z vonkajšej strany steny

dáme na stranu vonkajšiu, potom v stene, ako to vyplýva aj z grafického riešenia na obrázku 7, kondenzačná zóna nenastane, o čo nám tiež pri navrhovaní a posudzovaní konštrukcie steny išlo. Okrem uvedeného spôsobu riešenia existujú aj iné spôsoby, ako sa proti možnosti kondenzovaniu vlhky v obvodových konštrukciách brániť. Jednou z nich je tiež vytváranie ventilačných vzduchových vrstiev, ktoré využívame v poľnohospodárskom staviteľstve napr. pri zriaďovaní jednoplášťových strešných konštrukcií apod.

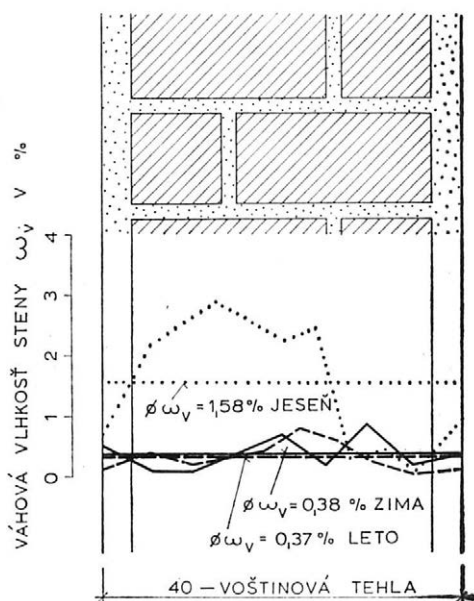
NAVHLČOVANIE OBVODOVÝCH KONŠTRUKCIÍ VONKAJŠOU VLAHOU

Pretože na obvodové konštrukcie pôsobí tiež vonkajšia atmosférická vlhkosť, najmä vlaha z atmosférických zrážok, môže dochádzať k nepriaznivým vplyvom navlhčovania aj touto vlhkou. Stáva sa to občasne tak, že ak pozdĺžnu stenu orientujeme na prevládajúce letné a jesenné vetry, dochádza k značnému navlhčovaniu stavebných hmôt vplyvom dažďov, ktorých kvapky sú „nesené“ vetrom až na obvodové steny. Navlhčovanie stien dažďom je najúčinnnejšie vtedy, keď ako sa hovorí „mrholí“, kedy malé dažďové kvapky dobre k stene priliehajú a sú stavebnou hmotou vsakované do konštrukcie. A že tomu tak v skutočnosti v praxi je, prikladáme ako dôkaz ukážky na obrázkoch 8 a 9.

Na obrázku 8 uvádzame priebeh váhovej vlhkosti steny (za obdobie jedného roku) zhotovenej z voštinových tehál, o hrúbke 40 cm, včítane obojstrannej omietky, orientovanej na severozápadnú stranu, v oblasti južného Slovenska, ktorá je vystavená prevládajúcim jesenným vetrom. Priemerná váhová vlhkosť steny bola v jeseni až 1,58 %, kým váhová vlhkosť steny tej istej konštrukcie a toho istého objektu (typová stavba T-701 pre intenzívny chov 5 tisíc nosníc na hlbokú podstielku), ale orientovaná na záveternú juhovýchodnú stranu, bola iba 0,62 % (obr. 9).



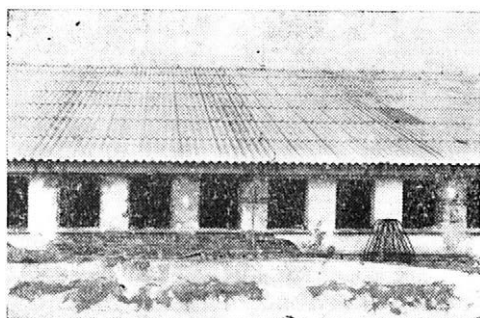
8. Váhová vlhkosť obvodovej steny z voštinových tehál o hrúbke 40 cm, orientovanej na severozápad, v priebehu jedného roka. Stena je vystavená dažďom s prevládajúcimi jesennými vetrami



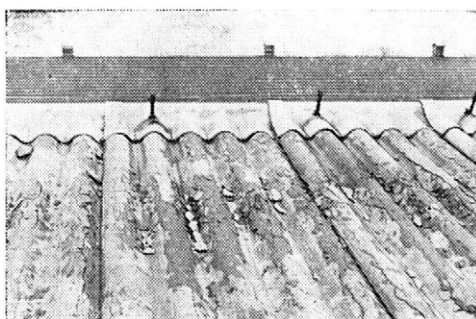
9. Váhová vlhkosť obvodovej steny z voštinových tehál o hrúbke 40 cm, orientovanej na juhovýchod, v priebehu jedného roka. Stena je na záveternej strane

DEŠTRUKCIA STAVEBNÝCH HMÔT VPLYVOM PÓSOCIACEJ VLAHY

Z teoretických úvah v predchádzajúcich častiach článku vyplynulo, že k navlhčovaniu stavebných hmôt a k hromadeniu vlhky v obvodových konštrukciách stavieb pre živočíšnu výrobu dochádza predovšetkým v zimnom období. Premiestňovanie vlhky spôsobenej či už kondenzáciou, sorpciou alebo difúziou vodnej pary prebieha v zimných mesiacoch vždy v smere toku tepla, tj. od vnútorných povrchov smerom k vonkajším povrchom. Nahromadená vlaha v kapilárach pri vonkajšom povrchu obvodovej konštrukcie príchodom silných vonkajších mrazov zamrzá a spôsobuje deštrukciu nielen na vonkajšej omietke, ale aj na vlastnej konštrukcii (obr. 10).



10. Pohľad na rozrušenú omietku z tehál na vonkajšej obvodovej stene objektu pre živočíšnu výrobu vplyvom mrazov



11. Pohľad na rozrušené azbestocementové vlnité eternitové dosky na poľnohospodárskom objekte pre živočíšnu výrobu vplyvom vlhkého a agresívneho pôsobenia z vnútorného prostredia

Okrem pôsobenia vlhky na deštrukciu stien a vonkajších omietok je tu aj druhý činiteľ. Tým, že maštalné ovzdušie pri obsahu CO_2 , NH_3 , H_2S apod. má okrem vlhkého prostredia aj agresívny charakter, dochádza k deštrukcii stavebných hmôt aj vplyvom účinkov solí vytvárajúcich sa v obvodových konštrukciách. Aký deštrukčný vplyv môže mať napr. vodná para a prenikajúce plyny na strešnú krytinu z vlnitých azbestocementových dosák, najlepšie zdôvodníme konkrétnym úkazom na obrázku 11.

Z uvedených príkladov vyplýva, že na obvodové konštrukcie maštali musíme používať len mrazuvzdorné stavebné hmoty, ktoré musia vytvárať v obvodových konštrukciách dostatočnú tepelnoizolačnú schopnosť a ktoré musíme chrániť pred vplyvom vnútorného vlhkého až agresívneho prostredia, pred navlhčovaním parotesnými zábranami alebo iným ochranným opatrením (nátery, prísady apod.) a dokonalou výmenou vzduchu vhodným vetracím zariadením.

ZÁVER

Na obvodové konštrukcie stavieb pre živočíšnu výrobu pôsobí trvale a v priebehu celého roku vlaha v rôznych obdobiach. Najväčšie nebezpečenstvo navlhčovania stavebných hmôt v zimnom období vytvára vlhké až agresívne vnútorné prostredie, proti ktorému nevieme ešte stále dosť dobre a účinne bojovať.

Tým, že nahromadená vlaha v kapilárach stavebných hmôt, mráz a činnosť solí spôsobujú deštrukcie omietok a stavebných materiálov, musíme proti nim bojovať jednak cestou ochrany stavebných hmôt pred navlhčovaním, dostatočnou tepelnoizolačnou

schopnosťou obvodových konštrukcií a účinnou výmenou vzduchu vhodným vetracím zariadením.

Ak by sme na uvedené základné požiadavky dostatočne neprihliadali, vzniknú v prevádzkových objektoch mnohé stavebno-hygienické závady, ktoré sú spojené s ďalšími finančnými nákladmi, ktoré musíme dodatočne v praxi odstraňovať.

Došlo dne 22. 9. 1965

Literatúra

1. ILJINSKIJ, V. M.: Projektirovanije ograždajuščich častej zdanij s učetom fizikoklimatičeskich vozdejsťvij. Gos. izd. po stroj. i arch., Moskva 1955. — 2. WAJDZIK, C.: Przyczyny wilgości ścian w budynkach inwentarskich. Budownictwo wiejskie, 1959, 9: 7-9. — 3. CAMMERER, J. S.: Wärme- und Kälteschutz in der Industrie. 1951. — 4. JANÁČ, K.: Výskum mikroklimy poľnohospodárskych stavieb pre živočíšnu výrobu (stavby pre chov hydiny). Záverečná správa úlohy č. H-0-10-3/2 f. ČSAV — Ústav staveb. a architektúry SAV, Bratislava 1965. — 5. NORMA ČSN — 73 0540 Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí. Praha 1965. — 6. JANÁČ, K.: Wasserdampfbildung in Schweinemastställen und ihr Einfluß auf die Raumumschliessenden Bauteile, e. v. (ALB), Bericht Nr. 21, Frankfurt/Main 1964. — 7. KORENKOV, V. K.: Tipizacija žilišča i prirodno-klimatičeskiye uslovia. Gosizd. lit. po strojit. i arch., Moskva 1958.

Теория об увлажнении строительных материалов и контурных конструкций животноводческих построек

Крупногабаритные постройки для разведения сельскохозяйственных животных, как правило, подвержены постоянному и многолетнему действию влажности в разных периодах года. На контурную конструкцию постройки действует влажность как в виде воды (дождь, снег, производственная вода, природная влажность), так и в скрытом виде, т. е. действие водяного пара (диффузия, сорбция, конденсация). Часть конденсированной воды на внутренней поверхности отправляется внутренним воздухом [6], а остальное количество поглощает конструкция. Поглощенная конструкцией влажность в зимний период перемещается по направлению потока тепла, т. е. перемещается от внутренней к наружной поверхности. В результате разности температур воздуха и температур на внутренней поверхности конструкции конденсация водяного пара может происходить и тогда, когда не меняется температура и влажность воздуха.

Дальнейшим источником увлажнения конструкции является диффундированный водяной пар, который может в многослойной конструкции создавать конденсирующую зону.

Накопленная в капиллярах наружной поверхности контурной конструкции влажность под влиянием мороза и солей, откладываемых из агрессивной среды, вызывает разрушение штукатурок и строительных материалов. Наиболее рациональным мероприятием, каким образом сохранить постройку от увлажнения водяным паром, является хорошая теплоизоляция, защитные мероприятия от сырости и эффективная система проветривания.

Theory of the Wettening of Building Material and Perimeter Construction of Buildings for Animal Production

Buildings of large-scale capacity for the breeding of farm animals are as a rule exposed to a continuous and persistent action of moisture in course of the various seasons. Perimeter constructions of a building are affected by moisture in the form of water (rain, snow, supply water, soil moisture) as well as in a hidden form, i.e. vapour action (diffusion, sorption, condensation). A part of the condensed water on the interior surface diffuses as vapour into the interior surrounding air [6] and the rest is absorbed by the construction. The moisture absorbed by the construction removes during winter in the direction of the heat flow, i.e. it proceeds from the interior to the exterior surface. Owing to the difference of air temperature and of the heat on the interior surface of the construction, a condensation of vapour may occur even then when the temperature and humidity of the air do not change.

A further source of moisture of the construction is the diffusing vapour, which may form a condensation zone in a multilayer construction.

The moisture that accumulates in the capillaries of the exterior surface of the perimeter construction causes a destruction of the plaster and building material owing to the action of frost and the salts forming from the aggressive environment. The best precaution how to protect a building from wetting by vapour is a good thermal insulation, safety measures taken against moistening as well as an efficient system of aeration.

Zur Theorie des Anfeuchtens der Baustoffe und Umfassungsmauern von Bauten für die tierische Produktion

Großräumige Bauten für die Haltung von Haustieren sind in der Regel der ständigen Einwirkung verschiedener Formen der Feuchtigkeit ausgesetzt. Auf die Umfassungsmauern des Baus wirkt die Feuchtigkeit sowohl in der Form von Wasser (Regen, Schnee, Betriebswasser, Bodenfeuchtigkeit) als auch in latenter Form, das heißt in Form von Wasserdampf (Diffusion, Sorption, Kondensation). Ein Teil des auf den Innenflächen kondensierenden Wassers wird in die Innenatmosphäre verdampft [6] und der Rest von der Konstruktion aufgenommen. Die in die Konstruktion eingesickerte Feuchtigkeit bewegt sich in den Wintermonaten in Richtung des Wärmestroms, das heißt sie dringt von der inneren zu der äußeren Oberfläche vor. Infolge des Unterschiedes der Lufttemperaturen und der Temperaturen an der Innenfläche der Konstruktion kann es auch dann zu einer Kondensation der Wasserdämpfe kommen, wenn sich die Temperatur und Feuchtigkeit der Luft nicht ändert.

Eine weitere Quelle für das Feuchtwerden der Konstruktionen ist der diffundierende Wasserdampf, der in Konstruktionen mit mehreren Schichten eine Kondenzationszone bilden kann.

Die in den Kapillaren der Außenfläche der Umfassungsmauern angesammelte Feuchtigkeit verursacht durch die Einwirkung von Frost und den aus dem aggressiven Milieu entstehenden Salzen die Destruktion des Verputzes und der Baustoffe. Die sichersten Maßnahmen, um den Bau vor dem Anfeuchten durch Wasserdampf zu schützen, sind eine gute Wärmedämmung, Schutzmaßnahmen gegen das Feuchtwerden und ein wirksames Belüftungssystem.

Théorie du mouillage des matériaux de construction et des constructions circonférentielles des bâtiments destinés à la production animale

Les constructions de grande capacité destinées à l'élevage des animaux de ferme sont en règle générale soumises à l'action permanente et continue de l'humidité se présentant sous les formes différentes. Les constructions circonférentielles d'un ouvrage sont attaquées par l'humidité sous forme de l'eau (la pluie, la neige, l'eau de fabrication, l'humidité du sol) d'une part et sous forme latente, cela veut dire par la vapeur d'eau (la diffusion, la sorption, la condensation) d'autre part. Une partie de l'eau condensée sur la surface intérieure s'évapore dans l'atmosphère intérieure [6] et le reste étant absorbé par la construction. L'humidité absorbée par la construction se transfère au cours de la période d'hiver dans la direction du flux calorifique, cela veut dire qu'elle passe de la surface intérieure à la surface extérieure. Par suite de la différence trouvée entre la température d'air et celle mesurée sur la surface intérieure des constructions, il peut se produire la condensation de la vapeur d'eau, même dans le cas où la température et l'humidité de l'air restent constantes.

Une autre source provoquant l'humidité des constructions est la vapeur d'eau de diffusion, pouvant, en cas d'une construction pluriétagée, former une zone de condensation.

L'humidité accumulée dans les capillaires de la surface extérieure des constructions circonférentielles provoque par suite de l'action de la gelée ainsi que des sels se formant à partir du milieu agressif, la destruction des enduits et des matériaux de construction. La mesure la plus sûre à prendre pour protéger la construc-

tion contre le mouillage dû à l'action de la vapeur d'eau est une bonne isolation thermique, une mesure de protection contre le mouillage ainsi qu'un système d'aération bien efficace.

Adresa autora:

Doc. ing. Karol Janáč, CSc., ČSAV — Ústav stavebníctva a architektúry SAV,
Bratislava, Obrancov mieru 41

OBSAH

Al-Kazzaz I., Grečenko A.: Rozdíly mezi výkonností kolového traktoru s pluhem a mezi údaji tahové zkoušky	131
Blažek J.: Příspěvek k teorii, výpočtu a konstrukci spodních vybíracích strojů na siláž z věží	153
Kravic M.: Model skleníku jako regulované soustavy	167
Janáč K.: Teória o navlhčování stavebných hmot a obvodových konstrukcií stavieb pre živočišnú výrobu	179

СОДЕРЖАНИЕ

Ал - Казаз И., Греченко А.: Различия между свойствами колесного трактора и данными тягового испытания (149). — Блажек Й.: К теории, расчёту и конструкции машин для нижней выемки силоса из башен (165). — Кравцив М.: Модель теплицы в качестве регулируемой системы (177). — Янач К.: Теория об увлажнении строительных материалов и контурных конструкций животноводческих построек (188).

CONTENT

Al - Kazzaz I., Grečenko A.: Differences between the Wheel Tractor Performance with Ploughs and the Data Resulting from Drawbar Tests (150). — Blažek J.: Contribution to the Theory, Calculation and Construction of Bottom-Unloading Devices for Silage from Tower Silos (165). — Kravic M.: A Model of a Glass-house as of a Regulated System (178). — Janáč K.: Theory of the Wetening of Building Material and Perimeter Constructions of Buildings for Animal Production (188).

INHALT

Al - Kazzaz I., Grečenko A.: Unterschiede zwischen der Leistungsfähigkeit des Radschleppers mit Pflügen und den Angaben der Zugprüfung (151). — Blažek J.: Beitrag zur Theorie, Berechnung und Konstruktion der unteren Entnahmeräten für Silage aus den Behältern (165). — Kravic M.: Modell des Gewächshauses als Regulierungssystems (178). — Janáč K.: Zur Theorie des Anfeuchtens der Baustoffe und Umfassungsmauern von Bauten für die tierische Produktion (189).

TABLE DES MATIÈRES

Al - Kazzaz I., Grečenko A.: Différences entre le rendement d'un tracteur à roues avec les charrues et les données de l'essai de traction (151). — Blažek J.: Contribution à la théorie du calcul ainsi qu'à la construction des fraises évacuant l'ensilage des silos-tours par le bas (res. An, Al/165). — Kravic M.: Modèle d'une serre en tant qu'un système réglé (res. An, Al/178). Janáč K.: Théorie du mouillage des matériaux de construction et des constructions circonférentielles des bâtiments destinés à la production animale (189).

Zemědělská technika č. 4/1968 otiskuje články:

- A. Andert: *Vhodné energetické měniče a zdroje k využití energie ke klimatizačním účelům v zemědělské výrobě*
M. Rajnoch: *Možnosti čištění bulev při sklizni cukrovky*
K. Janáč: *Gravitačné systémy vetrania v objektoch pre ustajnenie hovädzieho dobytku*
J. Knap, T. Jelínek: *Teplovodní a teplovzdušné vytápění porodny prasnic při nuceném podtlakovém větrání*
I. Prekopp: *Zvoz mlieka potrubím v zahraničí*

Zemědělská technika č. 5/1968 vyjde jako tematické číslo věnované agro-fyzikálním otázkám. Bude obsahovat články:

- S. Haš: *Předmět a úkoly agrofyziky*
A. Vávra: *Příspěvek k teorii metačů — kinematika dopravního procesu*
M. Preininger, J. Maleř, H. Mašková: *Pevnost spojení zrna s klastem u pěstovaných odrůd pšenice*
J. Fiala, H. Mašková, J. Květoň: *Hodnocení délky řezanky ke konzervaci píce ve věžích*
M. Adam, Z. Havlíček, Vl. Balcar: *Fyzikální vlastnosti potravin a zemědělských surovin*

Zemědělská technika č. 6/1968 otiskuje články:

- H. Mašková, J. Havelík: *Výroba zaváděných siláží a senáží ve věžových silech*
J. Fiala: *Objemová hmotnost siláže a senáže a využití prostoru ve věžových silech*
V. Blažek: *Otázky provozní spolehlivosti spodních vybíracích strojů na siláž z věží*
J. Tomovčík, B. Procházka: *Vplyv odkladacieho dopravníka riadkovej kosačky na tvorbu a formovanie riadkov obilia v laboratórnych podmienkach*
J. Hrbek, J. Reinhartová: *Pravděpodobnost výskytu bezsrážkových období v létě*



V roce 1968 vyjdou ještě další tematická čísla *Zemědělské techniky*, věnovaná závažným problémům na úseku mechanizace zemědělství:

Tematické číslo věnované využití energie v zemědělství (č. 8)

Tematické číslo věnované mechanizaci živočišné výroby (č. 12)

Hlavním nositelem výzkumu na úseku mechanizace zemědělství je Výzkumný ústav zemědělské techniky v Řepích a Výzkumný ústav zemědělských strojů v Chodově. Proto budou pracím těchto ústavů věnována i v r. 1968 samostatná čísla.

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