

VĚDECKÝ ČASOPIS



ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

2

ROČNÍK 26 (LIII)
PRAHA
ÚNOR 1980
CENA 10 Kčs

ČESKOSLOVENSKÁ AKADEMIE ZEMĚDĚLSKÁ
ÚSTAV VĚDECKOTECHNICKÝCH INFORMACÍ
PRO ZEMĚDĚLSTVÍ

ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA

Řídí redakční rada

Ing. Jiří Fiala, CSc. (předseda), ing. Miloslav Adam, CSc.,
ing. Vladimír Dufek, doc. ing. Marko Ďuriš, CSc., ing. Fran-
tišek Fortuník, CSc., ing. Stanislav Haš, CSc., ing. Dušan
Hutla, doc. ing. Ján Jech, CSc., ing. Jiří Kulík, Jan Květoň,
ing. Vladimír Píša, doc. ing. Vladimír Suchý, CSc., prof. ing.
Zdeněk Štefl, CSc., Josef Višínský, CSc.

Za vedení časopisu odpovídá ing. Jiří Fiala, CSc.

Redaktorka ing. Jovanka Václavičková

© Ústav vědeckotechnických informací pro zemědělství,
Praha 1980

■

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

■

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

■

The scientific journal ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA publishes studies, analyses and scientific treatises about the solved research tasks in the line of the agricultural mechanization. Published by the Czechoslovak Academy of Agriculture — Institute of Scientific and Technical Information for Agriculture. Issued monthly. Editorial office 120 56 Praha 2, Slezská 7.

■

Die wissenschaftliche Zeitschrift ZEMĚDĚLSKÁ TECHNIKA veröffentlicht Studien, Analysen und wissenschaftliche Abhandlungen über die gelösten Forschungsaufgaben auf dem Gebiete der Landtechnik. Herausgegeben von der Tschechoslowakischen landwirtschaftlichen Akademie — Institut für wissenschaftlich-technische Information der Landwirtschaft. Erscheint monatlich. Redaktion 120 56 Praha 2, Slezská 7.

METODA URČENÍ ROZMĚRŮ SOUSTAVY ROZVÁDĚJÍCÍ, PULSUJÍCÍ PODTLAK V DOJICÍCH ZAŘÍZENÍCH

F. Sinek

SINEK, F. (Výzkumný ústav zemědělských strojů, Praha - Chodov): *Metoda určení rozměrů soustavy rozvádějící pulsující podtlak v dojicích zařízeních*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2): 65—75.

Práce obsahuje odvození metody výpočtu nejvhodnějších rozměrů rozvodu pulsujícího podtlaku v dojicích zařízeních. K řešení byla použita metoda matematického modelování. Vychází se ze základních teoretických vztahů teorie proudění plynů. Po určitém zjednodušení byly nalezeny výrazy pro výpočet optimální řady průměrů jednotlivých trubek a hadic, které tvoří rozvod. Současně s tím bylo možné posoudit i vlivy ostatních konstrukčních parametrů (takových, které nemají optimum) a stanovit pro ně potřebná doporučení. Jako kritéria optimalizace se použilo dosažení minimální hodnoty trvání náběhu podtlaku do mezistěnné komory dojicí soupravy. Výsledky mohou sloužit zejména při konstrukci nových dojicích zařízení, kde umožní určit rozměry rozvodu pulsujícího podtlaku již ve stadiu návrhu stroje a při úpravách dosavadních zařízení.

dojicí zařízení; rozvod pulsujícího podtlaku; pulsátor dojicího zařízení; matematické modelování zemědělských strojů

Řešení úkolů a problémů výzkumu i vývoje zemědělských strojů ryze experimentální cestou má své dlouholeté oprávnění a výhody. V některých případech však tento postup neumožňuje proniknout do žádoucí hloubky, resp. toto proniknutí bývá vzhledem k potřebě zhotovit větší počet alternativ modelů skutečné velikosti nákladné a zdlouhavé a někdy i těžko realizovatelné. Tehdy se může s výhodou uplatnit metoda matematického modelování, která silně omezuje rozsah experimentů a využívá k řešení problémů a úloh teoretických rozborů a vztahů tvořících tzv. matematický model zpracováváný obvykle prostředky výpočetní techniky.

Předmětem této práce je použití matematické metody k řešení úlohy z oboru dojicí techniky. Jejím cílem bylo nalézt vztahy pro optimální rozměry soustavy rozvádějící pulsující podtlak od pulsátorů dojicích zařízení k mezistěnným komorám dojicích souprav. Rozvod pulsujícího podtlaku se u jednotlivých dojicích zařízení liší podle typu tohoto zařízení, podle počtu dojicích souprav i podle typu a počtu použitých pulsátorů.

Správné rozměry rozvodu pulsujícího podtlaku jsou velmi důležité zejména pro dosažení požadovaného tvaru průběhu podtlaku v mezistěnné komoře během jednoho pulsačního cyklu — tzv. charakteristiky pulsátoru — který je předepsán.

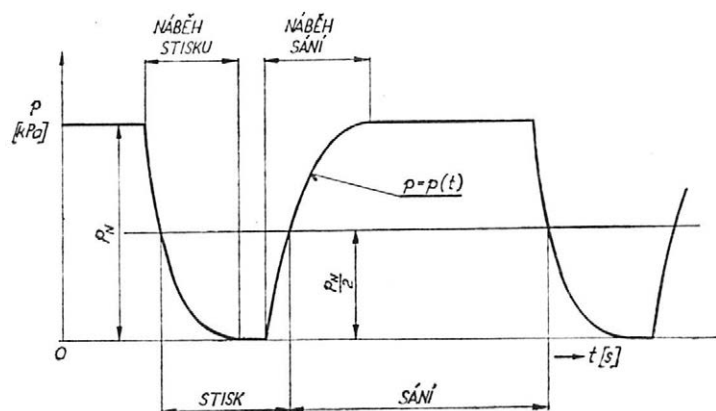
Až dosud se tento problém řešil pro jednotlivé případy experimentálně změnou rozměrů jednotlivých prvků soustavy s vyhodnocováním vlivu těchto změn na charakte-

ristiku. V této práci odvozený postup umožní určit rozměry rozvodu pulsujícího podtlaku výpočtem již při návrhu dojícího zařízení.

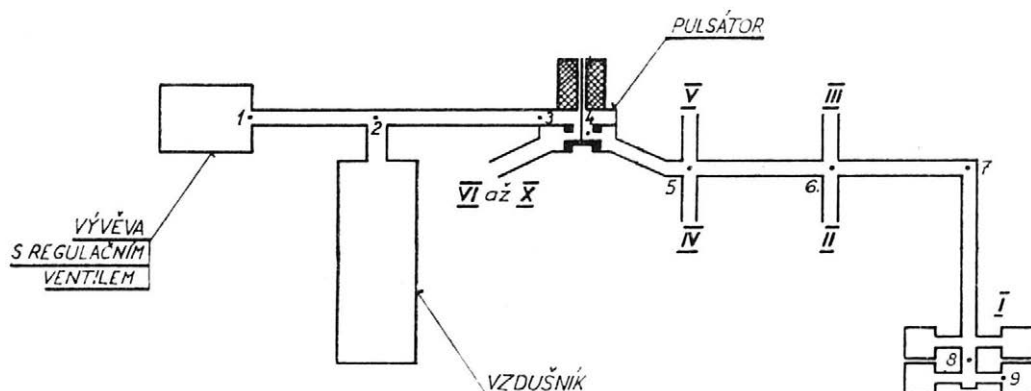
Obecně nejsložitější jsou poměry u zařízení s ústředním pulsátorem. Odvození se proto týká právě tohoto případu. Aplikace na ostatní případy je v principu velmi jednoduchá.

POPIS ŘEŠENÉ ÚLOHY

Princip práce pulsátoru dojícího zařízení spočívá v řízení periodického odsávání vzduchu z mezistěnných komor dojících souprav a zpětného vpouštění atmosférického vzduchu. Tato činnost se děje s frekvencí, která se pro různé pulsátory liší, nejčastěji se však pohybuje v rozmezí 45 až 60 pulsů za minutu. Fyzikálně jde o výtok vzduchu z uzavřeného prostoru s následujícím zpětným vtokem. Nejčastější hodnota pracovního podtlaku bývá 50 kPa.



1. Typický průběh podtlaku v mezistěnné komoře dojící soupravy (charakteristika pulsátoru); p_N = provozní podtlak — A typical record of vacuum in the pulsation chamber of the milking unit (pulsation chamber-waveform); p_N = vacuum level during the operation



2. Schéma podtlakového okruhu dojícího zařízení s ústředním synchronním elektromagnetickým pulsátorem a deseti dojícími soupravami. Číslice 1, 2, ..., 9 označují význačná místa, obvykle spojovací body jednotlivých součástí. Římské číslice přísluší dojícím soupravám — A diagram of the vacuum circuit of the milking machine with the central simultaneous electromagnetic pulsator and ten milking units. Numerals 1, 2, ..., 9 designate important points, usually junction points of different parts. The Roman numerals designate the milking units

Typický průběh podtlaku v mezistěnné komoře s vyznačením důležitých pojmů je uveden na obr. 1. Ústřední pulsátor pracuje obvykle s pěti až deseti, někdy i více dojícími soupravami, které jsou s ním spojeny tzv. rozvodem pulsujícího podtlaku, což je v podstatě soustava trubek a hadic s příslušnými armaturami. Schéma tohoto rozvodu pro pulsátor s deseti soupravami je na obr. 2. Uvedené uspořádání odpovídá určitému typu dojícího zařízení, odvozené vztahy jsou však použitelné pro nejrůznější úpravy a koncepce dojících zařízení. Zdrojem podtlaku je obvykle vývěva s regulačním ventilem a vzdušníkem. Tento zdroj není dokonale „tvrdý“, pro potřeby dané úlohy je však dobře možné jeho existenci předpokládat.

Volba kritéria optimalizace vychází z tradičních požadavků na tvar charakteristiky pulsátoru. Především je nutné, aby oba náběhy podtlaku, tj. náběh sání a náběh stisku (obr. 1) byly výrazně odděleny fází plného provozního podtlaku p_N (sání) a nulového podtlaku (stisk), tj. musí být velmi rychlé. Protože se všeobecně požaduje, aby náběh sání byl kratší než náběh stisku, je možné vzít za kritérium pro optimální dimenzování rozvodu pulsujícího podtlaku dosažení minimální hodnoty délky náběhu sání. Problém má skutečně optimum. Zmenšování velikosti objemu, který pulsátor vyměňuje, vede samo o sobě ke zkracování délky náběhu podtlaku. To ovšem v rozvodu znamená zmenšování průměru hadic a trubek, což naopak v důsledku zvýšeného odporu proti proudění vzduchu prodlužuje dobu náběhu.

Minimalizace doby, po kterou se v daném objemu vyrovnává podtlak, je vhodným kritériem pro dané úlohy. Podrobnější rozbor ukazuje, že na délku náběhů mají vliv různé veličiny. Z hlediska dimenzování rozvodu pulsujícího tlaku má však rozhodující vliv objem tohoto rozvodu, včetně objemu mezistěnných komor a odpor, který celá soustava klade protékajícímu vzduchu. Při odvození potřebných vztahů je nejprve nutné nalézt vztahy pro výpočet délky náběhu sání a s jejich pomocí určit podmínky minimalizace.

ZÁKLADNÍ VZTAHY A PŘEDPOKLADY

Proudění vzduchu v pulsátoru je svou povahou nestacionární děj. Stavové veličiny p , ϱ , T jsou v obecném případě funkcí času. Aby byla daná úloha řešitelná, je nutné přijmout předpoklad, že děj je quazistacionární a vyjít ze vztahu udávajícího mechanický tvar zákona zachování energie (Kalčík, 1963) při expanzi plynu z počátečního klidového stavu $p_1 = \text{konst}$, $\varrho_1 = \text{konst}$, $w_1 = 0$ do uzavřeného prostoru V_2 :

$$w_2^2 = 2\xi^2 \int_1^2 \frac{dp}{\varrho} \quad (1)$$

kde: ξ — tzv. rychlostní součinitel

Za předpokladu adiabatického děje platí

$$\varrho_2 = \varrho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}$$

a po integraci:

$$w_{21}^2 = 2\xi^2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1^{\frac{1}{k}}}{\varrho_1} \left(p_1^{\frac{k-1}{k}} - p_2^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (2)$$

Všechny prvky vně závorek ve vztahu (2) jsou zřejmě konstanty a lze psát:

$$w_{21} = k_{21} \left(p_1^{\frac{k-1}{k}} - p_2^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

$$\text{kde: } k_{12}^2 = 2 \cdot \xi^2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1}$$

Z rovnice kontinuity plyne, že množství vzduchu, které proteklo za čas t mezi místy 1 a 2, musí být stejné jako úbytek vzduchu v uzavřeném prostoru V_2 . Platí:

$$\begin{aligned} \int_0^t \rho_1 \cdot f_{21} \cdot w_{21} dt &= V_2 (\rho_1 - \rho_2) \\ \rho_1 f_{21} k_{21} \int_0^t \left(p^{\frac{k-1}{k}} - p_2^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}} dt &= \frac{V_2 \rho_1}{p^{\frac{1}{k}}} \left(p_1^{\frac{1}{k}} - p_2^{\frac{1}{k}} \right) \\ p_2^{\frac{1}{k}} &= p_1^{\frac{1}{k}} - \frac{f_{21} k_{21} p_1^{\frac{1}{k}}}{V_2} \int_0^t \left(p^{\frac{k-1}{k}} - p_2^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}} dt \\ \frac{dp_2}{dt} &= - \frac{f_{21} \cdot k_{21} \cdot p_1^{\frac{1}{k}}}{V_2} \cdot p_2^{\frac{k-1}{k}} \left(p_1^{\frac{k-1}{k}} - p_2^{\frac{k-1}{k}} \right)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (4)$$

Rovnice (3) a (4) jsou základní vztahy pro odvození doby trvání náběhu sání. Na rozdíl od podobného postupu uvedeného v literatuře (Souček, 1968) předpokládají adiabatický průtok vzduchu.

DOBA TRVÁNÍ NÁBĚHU SÁNÍ

Odvození vychází z obr. 2. S použitím indexů v tomto obrázku zavedených lze psát vztah (3) postupně:

$$\begin{aligned} w_{43}^2 &= k_{43}^2 (\pi_4 - \pi_3) \\ w_{54}^2 &= k_{54}^2 (\pi_5 - \pi_4) \\ &\vdots \\ w_{i+1,i}^2 &= k_{i+1,i}^2 (\pi_{i+1} - \pi_i) \\ &\vdots \\ w_{98}^2 &= k_{98}^2 (\pi_9 - \pi_8) \end{aligned}$$

$$\text{kde: } \pi_n = p_n^{\frac{k-1}{k}}$$

Po úpravě a sečtení rovnic (5) vyjde:

$$\sum_{i=3}^8 \left(\frac{w_{i+1,i}}{k_{i+1,i}} \right)^2 = \pi_9 - \pi_3 \quad (6)$$

Je výhodné brát za základní ten prvek, který je nejbliž pulsátoru, a pomocí rychlosti w_{43} vyjádřit rychlosti v ostatních úsecích. Tím se ze vztahu (6) vyloučí neznámé hodnoty rychlosti $w_{i+1,i}$. Z rovnice kontinuity v jednotlivých uzlových bodech platí:

$$w_{43} f_{43} n_{43} Q_3 = w_{i+1,i} f_{i+1,i} n_{i+1,i} r_{i+1,i} Q_{i+1} \quad (8)$$

a po úpravě, protože $Q_{i+1} = Q_3 \left(\frac{p_{i+1}}{p_3} \right)^{\frac{1}{k}}$:

$$w_{i+1,i} = w_{43} \frac{f_{43} n_{43}}{f_{i+1,i} n_{i+1,i} r_{i+1,i}} \left(\frac{p_3}{p_{i+1}} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (9)$$

Součinitelem $r_{i+1,i}$ vyjadřuje skutečnost, že dojící soupravy jsou umístěny postupně podél potrubí. Pro poměry podle obr. 2 jsou hodnoty r tyto:

$$r_{54} = 1; r_{65} = 5/3; r_{76} = 5; r_{87} = 1; r_{98} = 1$$

Po dosazení (9) do (6):

$$w_{43}^2 \sum_{i=3}^8 \left(\frac{f_{43} n_{43}}{f_{i+1,i} n_{i+1,i} r_{i+1,i} k_{i+1,i}} \right)^2 \cdot \left(\frac{p_3}{p_9} \right)^{\frac{2}{k}} = \pi_9 - \pi_3 \quad (10)$$

Analogicky ke vztahu (3) lze z (10) psát:

$$w_{43} = k_{ekv\ 93} \cdot \left(\frac{p_9}{p_3} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot (\pi_9 - \pi_3)^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

kde:

$$k_{ekv\ 93}^2 = \frac{1}{\sum_{i=3}^8 \left(\frac{f_{43} n_{43}}{f_{i+1,i} n_{i+1,i} k_{i+1,i} r_{i+1,i}} \right)^2} \quad (11b)$$

Podle (4) lze přibližně položit:

$$\frac{dp_9}{dt} = - \frac{f_{93} k_{93} p_3^{\frac{1}{k}}}{V_v} \pi_9 (\pi_9 - \pi_3)^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Fiktivním průřezem f_{93} s odpovídajícím součinitelem k_{93} poteče vzduch rychlostí w_{93} a jeho množství musí být stejné jako v průřezu f_{43} , tj.:

$$w_{93} f_{93} p_9^{\frac{1}{k}} = w_{43} f_{43} n_{43} p_3^{\frac{1}{k}} \quad (13)$$

pro rychlost w_{93} platí:

$$w_{93} = k_{93} (\pi_9 - \pi_3)^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

Po dosazení (11) a (14) do (13):

$$f_{93} k_{93} = f_{43} k_{ekv\ 43} \quad (15)$$

Potom z (12) plyne:

$$\frac{dp_9}{dt} = - \frac{f_{43} k_{ekv\ 43} p_3^{\frac{1}{k}}}{V_v} \cdot \pi_9 (\pi_9 - \pi_3)^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

Zjednodušující představě vyjádřené vztahem (13) odpovídá velikost objemu V_v :

$$V_v = \frac{\pi}{4} \sum_{i=4}^9 d_{i+1}^2 \cdot l_{i+1,i} n_{i+1,i} \quad (17)$$

kde člen $\frac{\pi}{4} d_{10,9}^2 l_{10,9}$ představuje (pro snazší zápis) objem mezistěnné komory.

Po vyjádření času z rovnice (16):

$$dt = \frac{V_v}{n_{43} f_{43} k_{ekv\ 43} p_3^{\frac{1}{k}}} \cdot \Phi(p_9) dp_9 \quad (18)$$

$$\text{Funkce } \Phi(p_9) = \frac{1}{\pi_9 (\pi_9 - \pi_3)^{\frac{1}{2}} \cdot p_3^{\frac{1}{k}}}$$

neboť podle předpokladu $p_3 = \text{konst.}$

Za dobu trvání náběhu sání se změní tlak p_9 z hodnoty p_a na p_3 . Při integraci v intervalu $(0, T)$ se dále předpokládá, že velikost součinitelů $k_{i+1,i}$ nezávisí na tlaku. Potom:

$$T = \int_0^T dt = - \frac{V_v}{n_{43} f_{43} k_{ekv\ 43}} \cdot \int_{p_a}^{p_3} \Phi(p_9) dp_9 \quad (19)$$

Určitý integrál na pravé straně rovnice (19) je vlastně konstanta, neboť po integraci (za předpokladu, že naznačený integrál existuje) je výsledná funkce závislá pouze na tlacích p_a a p_3 , což jsou konstanty.

Spolu s výrazy (11b) a (17) vyjadřuje vztah (19) délku náběhu sání. Obecně je veličina T funkcí mnoha proměnných.

Pro další odvození je výhodné zjednodušit formálně vzorec (19) na tvar:

$$T = C \cdot A \cdot B^{\frac{1}{2}} \quad (20)$$

$$\text{kde: } A = \sum_{i=4}^9 d_{i+1,i}^2 l_{i+1,i} n_{i+1,i}$$

$$B = \sum_{i=3}^8 \frac{1}{d_{i+1,i}^2 n_{i+1,i}^2 k_{i+1,i}^2 r_{i+1,i}^2}$$

$$C = \int_{p_a}^{p_3} \Phi(p_9) dp_9 = C(p_3, p_a) = \text{konst.}$$

PODMÍNKY MINIMALIZACE DOBY TRVÁNÍ NÁBĚHU SÁNÍ

Minimalizaci výrazu (20) je možné určitým způsobem omezit z praktického pohledu na problém. Ryze matematické řešení dá někdy i takové výsledky, které mají malý význam, nebo jsou z hlediska technických znalostí triviální.

Je zřejmé, že veličiny $n_{i+1,i}$ a $r_{i+1,i}$ tj. počet a uspořádání prvků, nelze měnit, neboť sou určeny konstrukcí daného stroje a z hlediska zadání je možné je považovat za konstanty. Podobně i délky hadic a trubek $l_{i+1,i}$ jsou dány, i když rovnice (20) ukazuje, že nejvhodnější je dělat všechny cesty vzduchu co nejkratší. Pro průtokové součinitele $k_{i+1,i}$ lze analogicky odvodit, že je výhodné, aby jejich hodnoty byly co možná nejnižší. Těmito úvahami se problém zjednoduší na hledání optimální kombinace průměrů jednotlivých prvků.

Takže nyní:

$$T = f(d_{43}, d_{54}, \dots, d_{109}) \quad (21)$$

Problém dimenzování rozvodu pulsujícího podtlaku má tedy vedle úloh, na které existují jednoznačné odpovědi ($n_{i+1,i}$, $l_{i+1,i}$, $r_{i+1,i}$, $k_{i+1,i}$), také úlohu určit nejvhodnější hodnoty průměrů $d_{i+1,i}$. Potom pro minimum funkce (20) platí (viz např. Rektorys, 1958):

$$\frac{\partial T}{\partial d_{i+1,i}} = C \left(\frac{\partial A}{\partial d_{i+1,i}} B^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} A \cdot B^{-\frac{1}{2}} \frac{\partial B}{\partial d_{i+1,i}} \right) \quad (22)$$

kde: $i = 3, \dots, 9$

$$\frac{\partial A}{\partial d_{i+1,i}} = 2d_{i+1,i} l_{i+1,i} n_{i+1,i}, \quad \text{pro } i = 4, \dots, 9$$

$$\frac{\partial A}{\partial d_{43}} = 0$$

$$\frac{\partial B}{\partial d_{i+1,i}} = -\frac{4}{d_{i+1,i}^5 n_{i+1,i}^2 k_{i+1,i}^2 r_{i+1,i}^2}, \quad \text{pro } i = 3, \dots, 8$$

$$\frac{\partial B}{\partial d_{109}} = 0$$

Po anulování vztahu (22) a po úpravě vznikne soustava nelineárních algebraických rovnic tvaru:

$$\begin{aligned} \frac{1}{d_{i+1,i}} &= 0, \quad \text{pro } i = 3 \\ d_{i+1,i}^6 n_{i+1,i}^3 k_{i+1,i}^2 r_{i+1,i}^2 l_{i+1,i} - \frac{A}{B} &= 0, \quad \text{pro } i = 4, -, 8 \\ d_{i+1,i} &= 0 \quad \text{pro } i = 9 \end{aligned} \quad (23)$$

Řešením této soustavy je soubor hodnot průměrů $d_{i+1,i}$, které z hlediska délky náběhu podtlaku do mezistěnných komor představují optimální řešení.

VÝSLEDKY ŘEŠENÍ

Ze soustavy (23) přímo plyne $d_{43} = \infty$ a $d_{10,9} = 0$.

Pro ostatní hodnoty $d_{i+1,i}$, $i = 4, -, 8$ platí:

$$d_{j+1,j}^6 n_{j+1,j}^3 k_{j+1,j}^2 r_{j+1,j}^2 l_{j+1,j} = d_{i+1,i}^6 n_{i+1,i}^3 k_{i+1,i}^2 r_{i+1,i}^2 l_{i+1,i} = \frac{A}{B} \quad (24)$$

a odtud např.:

$$d_{i+1,i} = d_{54} \left(\frac{n_{54}}{n_{i+1,i}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{k_{54}}{k_{i+1,i}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{r_{54}}{r_{i+1,i}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{l_{54}}{l_{i+1,i}} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (25)$$

nebo:

$$d_{i+1,i} = d_{54} \cdot H_{i+1,i}^{54}, \quad i = 5, -, 8 \quad (26)$$

Podobně lze postupovat i pro ostatní průměry. Veličiny $H_{i+1,i}^{j+1,j}$ jsou pro dané uspořádání stroje konstanty. Vzhledem ke tvaru (24) existuje libovolně mnoho řešení. Vždy jednu hodnotu $d_{i+1,i}$ ($i = 4, -, 8$) lze volit, ostatní se vypočtou podle vzorce (25). Tím je řešení soustavy (23) určeno ve tvaru:

$$d_{43} = \infty$$

$$d_{i+1,i} = d_{j+1,j} \cdot H_{i+1,i}^{j+1,j}, \quad i = 4, -, 8, \quad j = 4, -, 8 \quad (27)$$

$$d_{10,9} = 0$$

Pro každou řadu průměrů, která splňuje tyto vztahy, nabývá výraz (19) vzhledem k $d_{i+1,i}$ $i = 3, -, 9$ extrémní hodnoty (minima).

Dosažené výsledky lze použít obecně pro různé typy pulsátorů i pro různá uspořádání rozvodů pulsujícího podtlaku. Pouze hodnoty $n_{i+1,i}$ a $r_{i+1,i}$ je nutné stanovit pro jednotlivé případy zvlášť. Velikost průtokových součinitelů $k_{i+1,i}$ se určuje experimentálně s využitím vztahu (4). Některé výsledky jsou uvedeny v tab. I.

Teoretický výsledek $d_{10,9} = 0$ udává, že je výhodné konstruovat strukové násadce tak, aby objem mezistěnných komor byl pokud možno nejmenší. Stejně tak $d_{43} = \infty$ je výsledek teoretický, pro praktické použití znamená, že je třeba dělat všechny průřezy

I. Charakteristické hodnoty prvků tvořících soustavu pulsujícího podtlaku pro dojení zařízení s ústředním pulsátorem a deseti dojícími soupravami uspořádanými podle obr. 2 a nový návrh řady průměrů — Characteristics of the elements of the distribution system of pulsating vacuum for milking machine with the central pulsator and ten milking units arranged according to Fig. 2 and a series of diameters newly designed

$i+1, i$	$l_{i+1,i}$	$n_{i+1,i}$	$r_{i+1,i}$	$k_{i+1,i}$	Původní $d_{i+1,i}$	Vypočtený $d_{i+1,i}$
—	m	—	—	$\text{m}^2 \text{s}^{-1} \text{N}^{-\frac{1}{2}}$	m	m
43	—	1	1	*0,933	—	—
54	1,00	2	1	0,143	0,015	0,018
65	0,93	2	1,67	0,790	0,015	0,010
76	0,93	2	5	0,790	0,015	0,008
87	2,20	10	1	0,306	0,008	0,008
98	0,20	40	1	0,496	0,006	0,005

* zde je uvedena hodnota $f_{43} k_{n43} (\text{m}^4 \text{s}^{-1} \text{N}^{-\frac{1}{2}})$

v pulsátorech co největší a dbát o to, aby ztráty tlaku při proudění vzduchu pulsátorem byly nízké.

PŘÍKLAD POUŽITÍ ODVOZENÉ METODY

V tab. I jsou uvedeny parametry rozvodu pulsujícího podtlaku dojícího zařízení pro dojírny s jedním synchronním elektromagnetickým pulsátorem a s celkem deseti dojícími soupravami (odpovídá obr. 2). K jednotlivým prvkům byly experimentálně zjištěny hodnoty průtokových součinitelů $k_{i+1,i}$. Pomocí vztahů (27) se určí poměry:

$$\frac{d_{65}}{d_{54}} = 0,53; \quad \frac{d_{76}}{d_{54}} = 0,43$$

$$\frac{d_{87}}{d_{54}} = 0,38; \quad \frac{d_{98}}{d_{54}} = 0,27$$

Potom např. pro zvolený průměr hadice $d_{87} = 0,008 \text{ m}$ vyjde: $d_{54} = 0,0186 \text{ m}$; $d_{65} = 0,01 \text{ m}$; $d_{76} = 0,007 \text{ m}$ a $d_{98} = 0,0051 \text{ m}$.

Tyto hodnoty je dále nutné zaokrouhlit, aby odpovídaly sortimentu trubek a hadic. Jedna z možností je uvedena v posledním sloupci tab. I.

ZÁVĚR

Tato práce se zabývá odvozením metody pro určení nejvhodnějších rozměrů soustavy rozvádějící v dojících zařízeních pulsující podtlak. K řešení je použita metoda mate-

matického modelování. Dosažené výsledky mohou sloužit zejména při konstrukci nových dojíčích zařízení, při nichž umožní vypočítat rozvod pulsujícího podtlaku výpočtem již ve stadiu návrhu stroje a při úpravách dosavadního zařízení.

Teoretické odvození vychází ze základních vztahů teorie proudění plynů. Po určitém nezbytném zjednodušení byly nalezeny výrazy pro určení optimální řady průměrů jednotlivých součástí soustavy rozvádějící pulsující podtlak. Současně s tím se zřetelně projeví i vlivy ostatních konstrukčních parametrů (které nemají optimum) a bylo možné i pro ně stanovit některá potřebná doporučení.

Jako kritérium optimalizace se použilo dosažení minimální hodnoty doby trvání náběhu podtlaku do mezistěnné komory. V praxi se vždy nepožaduje dosažení extrémně krátkých náběhů, ovšem toto kritérium zaručuje optimální sladění rozměrů jednotlivých prvků rozvodu a dává dobré podklady pro jejich výpočet.

Pro výpočet je nutné znát hodnoty průtokových součinitelů. Jejich experimentální určení je jednoduché. Některé hodnoty jsou uvedeny v této práci.

Použitá označení

- d_{mn} — vnitřní průměr potrubí či hadice mezi místy m a n (m)
 f_{mn} — plocha průřezu prvku spojující místa m a n (m²)
 k — poměr měrných tepel C_p/C_v (1)
 k_{mn} — průtokový součinitel úseku mezi místy m a n (m² s⁻¹ N^{-1/2})
 l_{mn} — délka prvku spojujícího místa m a n (m)
 n_{mn} — počet prvků jednoho druhu v soustavě (1)
 p_a — atmosférický tlak (kPa)
 p_m — tlak v místě m (kPa)
 r_{ij} — součinitel vyjadřující paralelní uspořádání některých prvků (1)
 t — čas (s)
 T — doba trvání náběhu sání (s)
 V_v — celkový pulzátozem vyměňovaný objem (m³)
 w_{mn} — rychlost vzduchu mezi místy m a n (m s⁻¹)
 ρ — měrná hmotnost (kg m⁻³)

$A, B, C, H_{i+1,j}^{j+1,j}, \pi_{i+1,i}, \Phi$ — pomocné veličiny; definice jsou uvedeny v textu

Literatura

- KALČÍK, J.: Technická termodynamika. Praha, Nakl. ČSAV 1963. 568 s.
 REKTORYS, K. aj.: Přehled užití matematiky. Praha, Stát. nakl. techn. lit. 1968. 1136 s.
 SOUČEK, Z.: Řešení pulzátoru dojíčích stroje na analogovém počítači. Zeměd. Techn., 14, 1968, č. 9-10, s. 491-516.

Došlo dne 30. 5. 1979

СИНЕК, Ф. (Научно-исследовательский институт сельхозмашин, Прага - Ходов): Метод определения размеров системы, распределяющей пульсирующий вакуум в доильных установках. Земед. Техн., 26, 1980 (2) : 65-75.

В статье описывается метод расчета оптимальных размеров распределения пульсирующего вакуума в доильных установках. Для решения применялся метод математического моделирования, который исходит из основных теоретических отношений теории течения газов. После определенного упрощения были получены выражения для расчета оптимального ряда диаметров отдельных трубок и трубопроводов. Одновременно с этим можно было оценить также влияния остальных конструктивных параметров (таких, как без оптимума) и определить для них необходимые рекомендации. В качестве оптимизации критерия бралось достижение минимального времени длительности срабатывания вакуума (такта сжатия) в межстенную камеру доильной установки. Результаты могут быть полезными,

главным образом, при конструкции новых доильных установок, где они позволят определить размеры распределения пульсирующего вакуума уже в стадии проекта машины и при модификации существующих установок.

доильная установка; распределение пульсирующего вакуума; пульсатор доильной установки; математическое моделирование сельхозмашин

SINEK, F. (Research Institute for Agricultural Machinery, Praha-Chodov): *A Method of Determining the Dimensions of the Distribution System of Pulsating Vacuum in Milking Equipments*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2) : 65-75.

A method has been derived of calculating the most fitting dimensions of the distribution system of pulsating vacuum in milking machines. A method of mathematical modelling was used to solve the problem. The solution is based on the fundamental theoretical relations of gas flow. After a certain simplification, equations were found out to calculate the optimal series of diameters of the pipes and tubes that belong to the distribution system. Simultaneously, it was possible to evaluate the influences of the other structural parameters (those not having the optimal levels) and to determine their modifications. As a criterion of optimization, the minimal value achieved of the time of air exhaustion in the pulsation chamber of the milking unit was used. The results can be made use of in designing new milking machines; it will be feasible to determine the dimensions of the distribution system of pulsating vacuum already when designing the machine and when amending the current equipment.

milking equipment; distribution system of pulsating vacuum; pulsator of milking machine; mathematical modelling of farm machines

SINEK, F. (Forschungsinstitut für Landmaschinen, Praha-Chodov): *Methode der Bestimmung der Dimensionen des Systems für die Verteilung des pulsierenden Unterdrucks in Melkanlagen*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2) : 65-75.

Die Arbeit beinhaltet eine Ableitung der Methode der Berechnung von günstigsten Dimensionen der Verteilung pulsierenden Unterdrucks in den Melkanlagen. Zur Lösung wurde die Methode der mathematischen Modellierung angewendet. Sie geht von den grundlegenden theoretischen Zusammenhängen der Theorie der Gasströmung aus. Nach einer bestimmten Vereinfachung wurden Ausdrücke für die Berechnung optimaler Reihe der Durchmesser einzelner Röhren und Schläuche gefunden, die die Verteilung bilden. Gleichzeitig damit war es möglich, auch die Einflüsse der übrigen Konstruktionsparameter (solcher, die kein Optimum erreichen) zu bewerten und für sie die benötigten Empfehlungen festzulegen. Als Kriterium der Optimierung wurde die Erreichung vom minimalen Wert der Zeitdauer des Unterdruckanlaufs in die Zwischenwandkammer der Melkanlage angewendet. Die Ergebnisse können vor allem bei der Konstruktion von neuen Melkanlagen dienen, wo sie es ermöglichen, die Dimensionen der Verteilung des pulsierenden Unterdruckes schon im Stadium des Vorschlags der Maschine und bei den Veränderungen der bisherigen Anlagen zu bestimmen.

Melkanlage; Verteilung des pulsierenden Unterdrucks; Pulsator der Melkanlage; mathematische Modellierung der Landmaschinen

Adresa autora:

Ing. František Sinek, CSc., Výzkumný ústav zemědělských strojů, 149 43 Praha - Chodov

Výběr z přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ
z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

BÁNHÁZI, J. D 68.559

Szántőföldi munkagépek. Második, átdolgozott és bővített kiadás.

Budapest, Mezőgazdasági kiadó 1978. 507 s., 560 obr., 15 tab. (Mechanizace zemědělství — rostlinná výroba — příručka / Agrotechnické stroje — příručka)

LARSSON, K. — JONSSON, B. D 68.467/23

Strängläggning av sten.

Uppsala, Jordbrukstekniska inst. 1978. 10 s., 7 obr., tab. Cirkulär 23. (Sběrače kamenů — zkoušení — Švédsko — zprávy / Sklizeče brambor — zkoušení — Švédsko — zprávy)

E 38.142/159

Einsatzverfahren mit dem Gabelsteinsammler B 380.

Markkleeberg, Akademie der Landwirtschaftswissenschaften der DDR 1977. 8 s., 5 obr. (Kameny — odstraňování — půda zemědělská — sběrače — B 380)

D 51.898/963

S-piikkien ryhmäkoetus-s-tine group test. Entrant: OMS-Trading Oy, PI 162 Helsinki 14 a další. Manufacturer: Bilstein A/S, Tanska a další. Helsinki, Vakola 1978. 8 s., obr., tab. Koetusselostus — Test report 963. (Radlice pérové — zkoušení — Finsko — zprávy)

D 37.626/1343

Fasterholt vandingsmaskine type T-L 76. Anmeldt og fremstillet af A/S Fasterholt Maskinfabrik, 7330 Brande.

Bygholm, Horsens Statens redskabsprøver 1978. 6 s., 2 tab. Meddelelse 1343. (Zavlažovací stroje — pásové — zkoušení — Dánsko — zprávy)

D 37.626/1383

Gyro Spinner gödningsspreder model S 250 B. Anmeldt og fremstillet af Gyro A S, Lundheden. 7800 Skive.

Bygholm, Horsens Statens redskabsprøver 1978. 7 s., obr., 2 tab. Meddelelse 1383. (Rozmetadla strojených hnojiv — odstředivá — S 250 B — zkoušení — Dánsko — zprávy)

AGROFYZIKÁLNÍ HODNOCENÍ VYPADAVOSTI SEMEN OZIMÉ ŘEPKY

R. Řezníček, J. Blahovec, K. Patočka

ŘEZNÍČEK, R. — BLAHOVEC, J. — PATOČKA, K. (Vysoká škola zemědělská, Praha - Suchdol): *Agrofyzikální hodnocení vypadavosti semen ozimé řepky*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2) : 77-84.

V práci jsou z obecných fyzikálních hledisek zhodnoceny mechanické testy konané u šesulí ozimé řepky v souvislosti s její vypadavostí semen. Je konstatováno, že pro laboratorní účely a velmi přesná měření je výhodné užít tahové testy a pro běžné servisní účely testy na krut. Je zdůvodněna normalizace naměřených vazebných energií u všech typů deformačních testů. Přednost normalizovaných energií vazby před energií nenormalizovanou je prokázána u testu na krut pro čtyři odrůdy ozimé řepky. Souvislosti mezi deformačními energiemi a dalšími veličinami charakterizujícími vlastnosti šesule ozimé řepky jsou dokumentovány regresní analýzou dat.

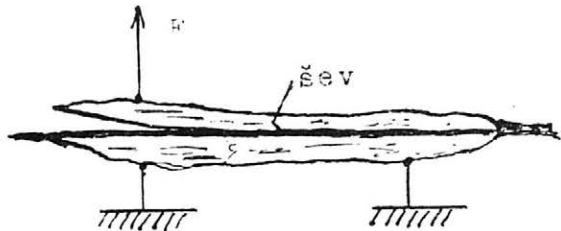
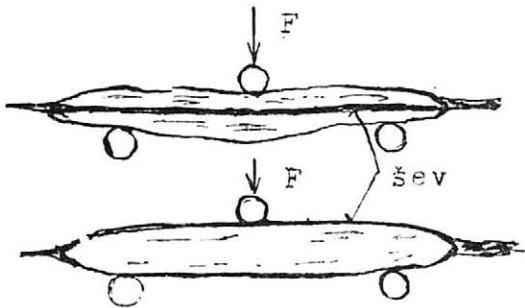
ozimá řepka; agrofyzikální vlastnosti šesulí; pukavost šesulí; vypadavost semen

Vypadávaní semen řepky před sklizní a během ní je zdrojem vysokých ztrát této cenné plodiny. Podle Fábryho a Vašáka (1980) představují ztráty při sklizni v průměru 3 až 10 %. Je proto přirozené, že šlechtitelská práce je již po řadu generací orientována na šlechtění odrůd s nižší vypadavostí semen. Pro posouzení vypadavosti různých odrůd řepky byly již dříve užívány různé mechanické testy (Nikolaissen, 1943; Fiedziusko, 1953; Kratochvíl, 1965, 1971). Několik nových laboratorně orientovaných agrofyzikálních testů navrhli Řezníček (1973, 1978) a Řezníček aj. (1977). Výsledky měření podle zmíněných testů jsou uvedeny v práci Řezníčka aj. (1979). Několikaleté používání těchto metod ukázalo jejich přednosti i nedostatky. Zkušenosti takto získané byly podkladem pro zhodnocení a doplnění těchto testů, které je obsahem této práce.

ROZBOR SOUVISLOSTÍ MEZI PUKAVOSTÍ A MECHANICKÝMI VLASTNOSTMI ŠESULE OZIMÉ ŘEPKY

Šesule řepky je suchý pukavý plod ze dvou plodolistů, který puká komisurálně po stranách parietální placenty, vyrůstající v nepravou pře-

I. Různé způsoby testování pevnosti švu šešule ozimé řepky - Different methods of testing the strength of the suture in winter rape pods

Deformace	Schéma	Napětí ve švu	Zdroj napětí	Použití
Tah		tahové	síla F	přesné laboratorní studium vlastností švu
Ohyb		tahové a smykové	1. osamělé síly síla F a reakce podpěr) 2. ohybový moment v souvislosti s nehomogenní strukturou	
Krut		smykové	krouticí moment v souvislosti s nehomogenní strukturou (šev)	rychlé laboratorní testování odrůd

hrádku. Šešule puká tedy dvěma chlopněmi, zpravidla zdola nahoru. Placenta je zesílená v rámeček, mezi nímž je napjatá nepravá přehrádka, a nese na obou stranách semena.

Působením vnitřních pnutí a vnějších sil dochází k poškození spojovacího pletiva — k puknutí švu a postupnému šíření vzniklé trhliny celým švem, a tím k otevření šešule a výpadu semen. Odolnost šešule proti puknutí může být laboratorně testována měřením sil či energie potřebných k porušení spojovacích pletiv ve švech šešule. Odolnost šešule proti pukání je součástí komplexu vlastností reprezentujících odolnost proti vypadavosti semen.

Porušení švu šešule může být laboratorně realizováno několika různými způsoby. Nejdůležitější z nich jsou přehledně znázorněny v tab. I. Z hlediska fyzikální preciznosti má snad největší opodstatnění tahový test, u něhož jsou obě chlopně od sebe odtrhovány přímým působením tahové síly. Je to test experimentálně náročný vzhledem k obtížnému připojování chlopní šešule k táhlům realizujícím tahový test. V tomto případě však je převážná část energie přímo spotřebována na porušení švu šešule při současně omezené a převážně vratné deformaci obou chlopní.

Celkovou energii A_c , spotřebovanou na otevření šešule, je možné při tahovém testu získat z deformační křivky. Střední vazebná energie připadající na jednotkové délky švu šešule A_m lze získat ze vztahu:

$$\overline{A_m} = \frac{A_c}{y} \quad (1)$$

kde: y — celková délka šešule

Detailní proměření vazebné energie A_m podél celého švu může být realizováno testem, v jeho průběhu je kromě časové závislosti síly a deformace sledován také průběh šíření trhliny švem šešule. K výpočtu je možné užít vztah:

$$A_m = A_d \frac{d_x}{d_y} \quad (2)$$

kde: A_d — deformační energie získaná z deformační křivky

d_x — deformace šešule ve směru síly F

d_y — příslušný přírůstek délky porušení švu šešule

V ohybovém testu v případě dokonalého homogenního nosníku nemůže samotný ohybový moment v oblasti malých deformací vyvolat v podélné osově rovině šešule smykové napětí. Smyková napětí ve švu šešule, která jsou příčinou jejího puknutí, jsou v tomto případě vyvolána nehomogenní strukturou šešule a zejména samotnou existencí švu. Na lokálním porušení švu šešule se významně podílejí lokální síly způsobující lokální deformaci šešule v celém jejím příčném průřezu.

Také v případě ideálního testu na krut se na tvorbě napěťového pole ve švu šešule významně podílí struktura šešule. Z praktického hlediska je možné dát přednost testu na krut před ohybovým testem. Jednak odpadne vliv lokálních sil, jednak bývá zajištěno puknutí švu v celém definovaném úseku šešule. V případě ohybu šešule lze těžko zaručit, že šešule pukne v celé délce mezi podpěrami.

V případě ohybového testu či testu na krut je nedílnou součástí testu deformace šesule jako celku. Dá se říci, že energie spotřebovaná na deformaci šesule je přinejmenším srovnatelná s energií spotřebovanou na porušení jejího švu. Má-li experiment informovat o vazebné energii chlopní šesule ve švu, pak energie spotřebovaná v průběhu testu na deformaci šesule musí být kompenzována. Všeobecně přijatelnou formou kompenzace je opakovaná deformace šesule již puklé a odečtení takto získané deformační energie od deformační energie získané u šesule nepuklé (Řezníček, 1973). Získaná veličina je měřítkem vazebné energie šesule ve švu.

Uvedený výklad byl změřen na vazebné poměry ve švu šesule. Zdálo by se, že šesule s větší hodnotou vazebné energie mezi oběma chlopněmi bude odolnější proti pukání a vypadavosti semen. Ve skutečnosti však při hodnocení vypadavosti plodiny musíme kromě vlastní vazebné energie vzít v úvahu i hodnotu energie vnitřních pnutí a vnějších sil vyvolávajících porušení švu. Obecně jak energie vnitřních pnutí vyvolaných gradienty vlhkosti či jinými příčinami, tak velikost vnějších sil vznikajících nárazy šesulí na jiná tělesa rostou s růstem velikosti šesule. Skutečným měřítkem odolnosti ozimé řepky proti vypadavosti může být veličina, která je vyjádřením poměru energie vnitřních pnutí a energie vazby šesule ve švu.

Takovou veličinou může být měrná vazebná energie A_M , daná vztahem :

$$A_M = \frac{A_c}{m} \quad (3)$$

kde: m — hmotnost sušiny v šesuli

Obdobně může být vazebná energie vztažená na objem šesule. Definice měrné vazebné energie daná vztahem (3) vyhovuje dobře tahovému testu. Stejně může do jisté míry sloužit i veličina $\bar{A}_m$ ze vztahu (1). U ohybových testů a testů na krut není možné vztah (3) bez potíží akceptovat, neboť v těchto případech se test nevztahuje na celou šesuli, nýbrž pouze na její část. V tomto případě je výhodnější normalizovat vazebné energie vztahem :

$$a_m = \frac{A'_c}{A_r} \quad (4)$$

kde: a_m — normalizovaná vazebná energie

A'_c — celková vazebná energie získaná deformačním testem

A_r — celková energie potřebná k deformaci puklé šesule, získaná opakovaným deformačním testem

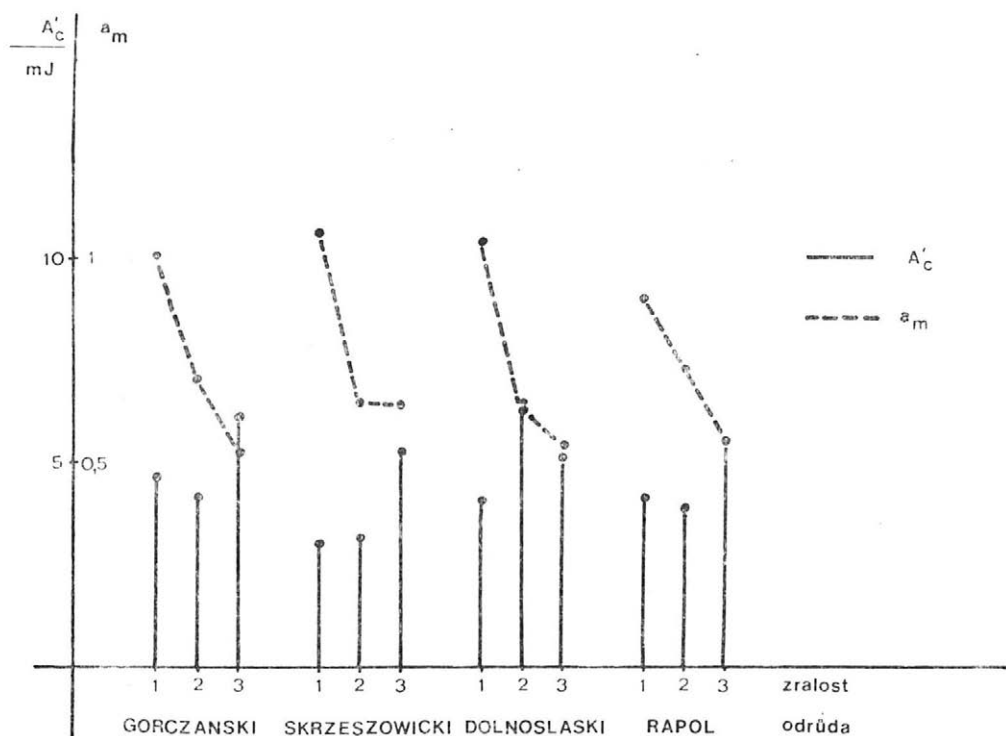
Velichina a_m v tomto případě vyjadřuje vazebnou energii jako násobek elastické energie akumulované v šesuli při její definované deformaci, dané průhybem či úhlem zkroucení.

Teoretický rozbor deformace šesule ozimé řepky tedy ukazuje, že k detailnímu laboratornímu studiu vlastností švu šesule je vhodný tahový test (tab. I). Tento test je však experimentálně náročný a pracný. K posouzení vlastností švu u širšího souboru šesulí, reprezentujícího např. šesule jedné odrůdy, je vhodné použít test na krut, při němž je

však nutné kompenzovat energii potřebnou k deformaci šesule. Výhodné je užít opakovaného testu, jímž se má získat celková vazebná energie A'_c [Řezníček, 1973, 1978; Řezníček aj., 1977] jako rozdíl energie potřebné ke zkroucení zpočátku neporušené šesule a energie potřebné ke zkroucení šesule puklé. Úhel zkroucení je v obou případech stejný. Rezistence šesulí k vypadávání semen může pak být posouzena prostřednictvím vztahu (4). Vzhledem k lokálnímu působení osamocených sil na šesuli v případě ohybového testu nemůže být tento test spolehlivým ukazatelem vazebných poměrů v šesuli, zejména v případě větší variability materiálu.

EXPERIMENTÁLNÍ PRÁCE

Experimentální práce byla zaměřena na test krutem, tedy na test s největší možností použití v praktickém testování šesulí ozimé řepky. Průběh testu se neodchyloval od testu popsaného Řezníčkem (1973, 1978). Zpracovávalo bylo vždy 50 šesulí z daného souboru s úhlem zkroucení 3,14 rad (180°). K deformaci byl užíván deformační stroj Instron v Ústavu Agrofyziky Polské akademie věd v Lublinu. Planimetrováním a průběžnou integrací analogovým obvodem byly určeny energie: z prvního zkrucování šesule A a z opakovaného zkrucování s již puklou



1. Parametry charakterizující odolnost ozimé řepky proti vypadavosti semen u čtyř odrůd měřených v r. 1978 — Parameters characterizing the winter rape resistance to seed falling out in four varieties studied in 1978

šešulí A' . Rozdíl $A - A'$ určuje vazebnou energii švu šešule A'_c . Veličina a_m byla určena podle vztahu (4), v němž za A_r byla dosazena hodnota A' .

Ze získaných výsledků zde uvádíme pouze ty, které ilustrují rozdíl mezi dříve používanou veličinou A_c a nově zavedenou měrnou veličinou a_m .

Obr. 1 obsahuje hodnoty veličin A'_c a a_m , naměřené u čtyř odrůd ozimé řepky v r. 1978. Každá hodnota byla měřena v technické zralosti (1), v plné zralosti (2) a se šešulemi skladovanými dva týdny po plné zralosti v laboratorních podmínkách (3). Obr. 1 ukazuje systematický pokles veličiny a_m v průběhu času v soulase s předpokládaným růstem vylučování semen. U paralelně měřené veličiny A'_c nejsou systematické změny a s růstem času se u ní spíše projevuje růst. Z toho lze soudit, že odolnost šešulí ozimé řepky proti vylučování semen popisuje veličina a_m citlivěji než veličina A'_c .

II. Korelační koeficienty statisticky významných vztahů — odrůda Gorczanski, r. 1978 (x — hladina významnosti 99 %, + — hladina významnosti 95 %); první údaj se vztahuje k technické zralosti rostliny, druhý k plné zralosti — Correlation coefficients of the statistically significant relationships — cv. Gorczanski, 1978 (x — significance level 99 %, + — significance levels 95 %); the first datum refers to the cropping maturity, the other to the full ripeness

	Šířka šešule	Hmot- nost šešule	Počet semen v šešuli	Hmot- nostní kon- centrace sušiny v šešuli	A	$A' = A_r$	A'_c	a_m	Poloha na rostlině
Délka šešule	x 0,198	x 0,557 x 0,298	x 0,614 x 0,374	x -0,478	x 0,205 x 0,201	x 0,201	x 0,214		
Šířka šešule		x 0,423 x 0,251	x 0,261 x 0,381		x 0,357 x 0,236	x 0,385 + 0,151	+ 0,178 x 0,214	x -0,242	x 0,251
		Hmot- nost šešule	x 0,690 x 0,670	x -0,320	x 0,340 x 0,500	x 0,290 x 0,590	x 0,243 + 0,150	x -0,158	+ 0,183 x 0,408
		Počet semen v šešuli		+ -0,184	x 0,260 x 0,366	+ 0,170 x 0,410	x 0,230		x 0,230
				Hmot- nostní koncen- trace su- šiny v še- šuli					
					A	x 0,770 x 0,790	x 0,700 x 0,740		x 0,210 x 0,300
						$A' = A_r$	x 0,210 + 0,160	x -0,460 x -0,470	x 0,380 x 0,420
							A'_c	x 0,570 x 0,610	
								a_m	x -0,302 x -0,193

Souvislosti mezi parametry laboratorního testu na krut a mezi dalšími veličinami charakterizujícími šesuli řepky jsme studovali lineární regresní analýzou. Kromě běžných veličin jsme sledovali i polohu šesulí na rostlině prostřednictvím pořadového čísla hlavní větve, z které byly odebrány. Korelační koeficienty získané regresní analýzou jsou uvedeny v tab. II. Tato tabulka obsahuje řadu triviálních statisticky významných korelací, jako jsou vztahy mezi hmotností šesule a její délkou, šířkou a počtem semen. Veličiny A , A' a A'_c spolu navzájem velice těsně korelují. Veličina a_m koreluje těsněji s A' a A'_c , zatímco korelace a_m a A porovnána nebyla.

Pokud se týče polohy šesule na rostlině, ukazuje tab. II velmi průkazný růst hmotnosti šesulí směrem k vrcholu rostliny. S tím bude souviset pravděpodobně i obdobný růst energií A a A' . Veličina A'_c nezávisí na poloze šesule na rostlině. Na hladině významnosti 99 % byl však prokázán pokles veličiny a_m se změnou polohy na rostlině směrem k jejímu vrcholu. Je-li normalizovaná vazebná energie a_m měřítkem odolnosti vypadavosti semen, pak pozorovaná korelace představuje růst vypadavosti semen se změnou polohy směrem k vrcholu rostliny.

Hmotnostní koncentrace sušiny v šesuli nevykazuje významnější korelaci s dalšími sledovanými veličinami. Tato skutečnost souvisí s vyrovnaností hmotnostní koncentrace sušiny šesulí. Variační koeficient nabývá v případě technické zralosti hodnot kolem 1 %, v případě plné zralosti dokonce hodnot kolem 0,5 %. Závislost hmotnostní koncentrace sušiny na jiných veličinách nemůže být prokázána prostě proto, že je uvnitř souboru téměř konstantní.

ZÁVĚR

Rozbor různých typů mechanických testů šesule ozimé řepky ukázal, že k posouzení vypadavosti semen řepky se nejlépe hodí tahový test a test krutem. Nutnost normalizovat energii vazby chlopní vyplynula nejen z rozboru, ale i z experimentů. Aplikace navrhovaných testů umožní posoudit sklon k vypadavosti semen u různých odrůd v průběhu šlechtitelské práce, může však být východiskem i pro hlubší pochopení podstaty vypadavosti. Umožní posoudit podíl vlhkosti na vypadavosti, souvislosti s obdobím vývoje rostliny (zejména v době dozrávání) a v neposlední řadě souvislosti s polohou šesule na rostlině. Regresní analýza ukázala na možnosti i těžkosti spojené s naznačeným programem.

V závěru by autoři rádi poděkovali Ústavu agrofyziky PAN v Lublinu, jmenovitě doc. dr. B. Szotovi, za to, že umožnil vykonat experimenty na svém pracovišti a že poskytl technickou pomoc.

Literatura

- FÁBRY, A. — VAŠÁK, J.: Specializace pro pěstování olejnin. Praha, Stát. zeměd. nakl., ed. Rukověť agronoma, 1980 (v tisku).
FIEDZIUSKO, J.: Wspolczesne metody hodowli rzepaku ozimego. Postepy Wiedzy Rolniczej, 1, 1953.
KRATOCHVÍL, V.: Výzkum šlechtitelských metod u olejnin (mrazuvzdornost, nepukavost). [Závěrečná zpráva VU R I-2/4.] Opava, Výzkumná stanice olejnin, 1965.
KRATOCHVÍL, V.: Vývoj a ověření selekčního zařízení na nepukavost šesulí ozimé řepky. [Závěrečná zpráva VU R I-28c/8.] Opava, Výzkumná stanice olejnin, 1971.

NIKOLAISEN, W.: Züchtung von Raps. Pflanzenzücht., 25, 1943.

REZNÍČEK, R.: Vyhodnocení agrofyzikálních vlastností řepky. Zeměd. Techn., 19, 1973, č. 2, s. 87-92.

REZNÍČEK, R.: Examination of agrophysical properties of rape. Zeszyty problemowe postepow nauk rolniczych, 1978, č. 203, s. 253-261.

REZNÍČEK, R. — PATOČKA, K. — KADRMAŠ, J.: Agrofyzikální charakteristiky pukavosti šesuli ozimé řepky. Rostl. Výroba, 23, 1977, č. 8, s. 869-876.

REZNÍČEK, R. — PATOČKA, K. — BLAHOVEC, J. — SZOT, B.: Agrofyzikální vlastnosti ozimé řepky. [Závěrečná zpráva VÚ VI-4-6/4.3.] Praha, Vysoká škola zemědělská 1979.

Došlo dne 3. 10. 1979

РЖЕЗНИЧЕК, Р. — БЛАГОВЕЦ, Й. — ПАТОЧКА, К. (Сельскохозяйственный институт, Прага - Сухдол): Агрофизическая оценка осыпаемости семян озимого рапса. Земед. Techn., 26, 1980 (2) : 77-84.

В работе в общем физическом аспекте оцениваются механические тесты, проведенные на стручках оз. рапса в связи с осыпаемостью его семян. Констатируется, что для лабораторных целей и точных измерений целесообразны тяговые, а для сервисных целей — изгибные тесты. Обоснована стандартизация промеренных связных энергий у всех видов деформационных тестов. Преимущество стандартизированной энергии связи перед нестандартизированной показано у изгибного теста на 4 сортах оз. рапса. Зависимости между деформирующими энергиями и другими величинами, характеризующими свойства стручков, продемонстрированы с помощью анализа регрессий данных.

озимый рапс; агрофизические свойства стручков; растрескиваемость стручков; осыпаемость семян

ŘEZNÍČEK, R. — BLAHOVEC, J. — PATOČKA, K. (University of Agriculture, Praha - Suchdol): *Agro-physical Evaluation of the Falling out of Winter Rape Seeds*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2) : 77-84.

Mechanical tests are evaluated from general physical aspects, performed with pods of winter rape to study the falling out of seeds. It is stated that in laboratories and for very exact measurements tension tests should be used, and for current service purposes torsion tests should be applied. The reasons are given of standardization of determined binding energy in all types of deformation tests. The advantages of standardized binding energy, in comparison with the non-standardized energy, have been proved for the torsion tests in four winter rape varieties. Relationships between the deformation energy and other quantities characterizing the properties of winter rape pods are documented by the regression analysis of the data.

winter rape; agro-physical properties of pods; pod dehiscence; seed falling out

ŘEZNÍČEK, R. — BLAHOVEC, J. — PATOČKA, K. (Hochschule für Landwirtschaft, Praha - Suchdol): *Agrophysikalische Bewertung des Ausfallvermögens der Winter-rapssamen*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2) : 77-84.

In der Arbeit werden von allgemeinen physikalischen Gesichtspunkten aus die mechanischen Teste ausgewertet, die bei den Winterrapsschoten im Zusammenhang mit dem Ausfallvermögen der Samen verliefen. Man konstatiert, daß es vorteilhaft ist, für Laborzwecke und für sehr genaue Messungen die Zugteste und für übliche Servicezwecke die Testungen auf Verdrehung anzuwenden. Man begründet die Normalisierung der gemessenen Bindungsenergien bei allen Typen der Deformationstestungen. Die Vorteile der normalisierten Energien der Bindung der nichtnormalisierten Energie gegenüber beweist man bei der Testung auf Verdrehung für vier Winterrapssorten. Die Zusammenhänge zwischen den Deformationsenergien und weiteren Größen, die die Eigenschaften der Winterrapsschote charakterisieren, werden durch die Regressionsanalyse der Daten dokumentiert.

Winterraps; agrophysikalische Eigenschaften der Schoten; Platzen der Schoten; Ausfallvermögen der Samen

Adresa autorů:

Prof. ing. Radoš Rezníček, DrSc., RNDr. ing. Jiří Blahovec, CSc., prom. biolog Karel Patočka, Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha 6 - Suchdol

SESTAVOVÁNÍ STROJNÍCH LINEK S VYUŽITÍM VÝPOČETNÍ TECHNIKY

M. Kavka

KAVKA, M. (Vysoká škola zemědělská, Praha - Suchbátka): *Sestavování strojních linek s využitím výpočetní techniky*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2) : 85-98.

Nároky na řízení provozu strojních linek v zemědělské prvovýrobě neustále rostou. Proto k zkvalitnění procesu řízení ve všech jeho fázích a cyklu řízení je nutné využívat výpočetní techniky, která je do zemědělství postupně zaváděna. V příspěvku jsou rozebrány přístupy a způsoby sestavování strojních linek v rostlinné výrobě s využitím výpočetní techniky. Rovněž jsou uvedeny výsledky experimentů s modely, které autor sestavil. Všechny dosud sestavené modely jsou kombinatorické a k výpočtu kritériálních funkcí je využito simulační techniky. Kromě ověření činnosti modelů je také rozebrána vhodnost použitých kritérií sestavování linek.

sestavování strojních linek; kritériální funkce; modelování mechanizovaných procesů; využití výpočetní techniky

Časová omezenost většiny procesů v rostlinné výrobě, značný stupeň mechanizovanosti a požadavky na vysokou kvalitu prací vyžadují komplexní přístup k řešení celých úseků pracovního procesu. Znamená to, že nelze sledovat jednotlivé pracovní operace nebo mechanizační prostředky odděleně, ale jako systém. Z toho vyplývá požadavek na komplexnost a proudovost v zajišťování jednotlivých pracovních operací v rámci úseků pracovního procesu, popřípadě v rámci sezóny, což lze zajistit především harmonizovanými strojními linkami s paralelním řazením prvků v člancích, s proudovým způsobem práce a většinou s těsnou vazbou mezi články linky [Špelina aj., 1973]. To vše jsou znaky a zároveň definice tzv. skupinového nasazení mechanizačních prostředků v rostlinné výrobě.

Skupinové nasazení mechanizačních prostředků je jedním ze znaků zprůměrnění zemědělství. Výhody skupinového nasazení jsou tyto :

— plynulejší provoz každého článku v lince (způsobený paralelním řazením prvků v člancích, popř. zálohováním, pečovatelskou činností přímo na poli, snadnějším vyrovnáním výkonností jednotlivých článků a tudíž lepším využitím mobilních i stacionárních mechanizačních prostředků a staveb),

— zlepšení sociálního zabezpečení pracovníků, kultury a hygieny práce, a tedy i vytváření předpokladů pro vyšší pracovní morálku (využití zkušeností kvalifikovaných pracovníků, a výchovného působení kolektivu, organizování vícesměnného provozu, řešení dopravy pracovníků, dovoz jídla a řešení ostatních sociálních požadavků),

— možnost kvalitnějšího řízení provozu strojní linky a práce lidí (využití moderních prvků a metod řízení, kvalitnější průběh cyklu řízení),

— zvýšení výkonnosti strojní linky (způsobené plynulejším provozem každého článku linky a zmenšením organizačních prostojů a prostojů zaviněných obsluhou),

— zajištění komplexnosti a proudovosti, a tedy i vyšší efektivity v rámci celého úseku pracovního procesu a celé rostlinné výroby (dodržení ATL, rychlé uvolňování pozemků pro následné operace, dodržení technologické kázně a kvality prací, efektivní využití vlastních prostředků, prostředků služeb a výhod mezipodnikové kooperace).

K tomu, aby bylo možné využít výhod skupinového nasazení, resp. nasazení strojních linek s paralelním řazením prvků v článcích, musí být v zemědělských podnicích vytvořeny předpoklady. Mezi ně patří i dokonalá příprava skupinového nasazení, přičemž je žádoucí v určitých fázích přípravy využít nových přístupů k sestavování strojních linek s využitím výpočetní techniky.

HYPOTÉZA

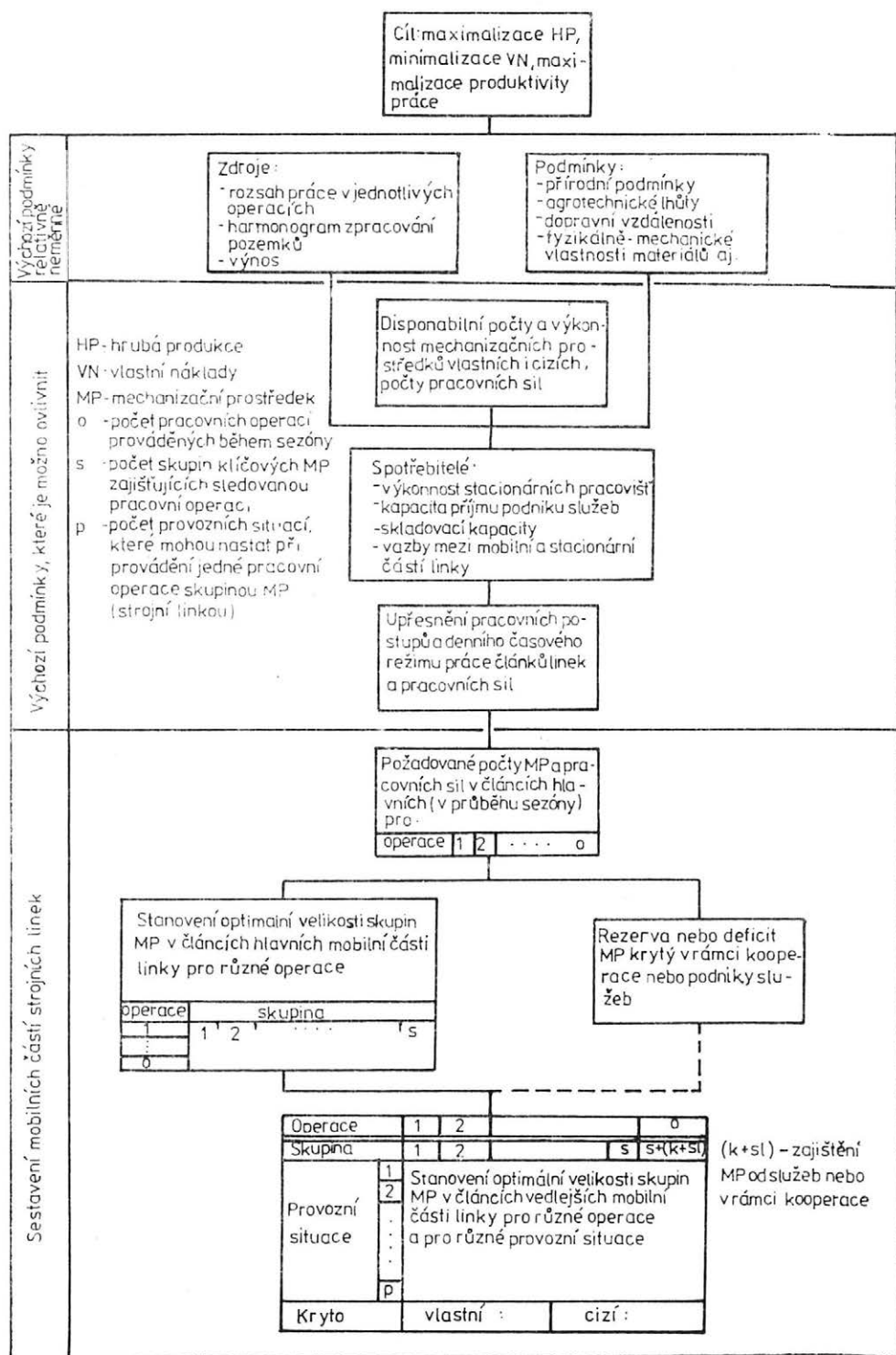
Systémový přístup k sestavování strojních linek ve fázi organizování je naznačen na obr. 1.

Na základě známých ATL, počtu operací, rozsahu práce, předpokládaného výnosu, dopravních vzdáleností, příjmových a skladovacích kapacit, disponibilních počtů lidí a mechanizačních prostředků (výkonnosti v celkovém čase nasazení), denního časového režimu práce článků linek a lidí lze stanovit známými postupy (Špelina aj., 1973) požadované počty mechanizačních prostředků a lidí a případné rozdíly, které musí být kryty podniky služeb nebo v rámci kooperace. Pak se může přistoupit k vlastnímu sestavení strojních linek, a to zejména ke stanovení počtu prvků v jednotlivých článcích linky (linek) pro různé provozní situace (výnos, dopravní vzdálenosti, fyzikálně mechanické vlastnosti pracovního předmětu, technický stav mechanizačních prostředků aj.).

S nasazením strojních linek a paralelně řazenými prvky v článcích lze počítat téměř u většiny pracovních operací. Z hlediska náročnosti na přípravu se jedná především o komplexní přístup ke sklizňovým operacím, ale také k setí, sázení, aplikaci hnojiv, tj. o tyto typy linek :

a) Linky se třemi články, přičemž první dva články jsou mobilní a třetí článek jsou stacionární pracoviště; v mobilní části linky je paralelní řazení prvků v článcích, proudový způsob práce a těsná vazba mezi články; stacionární pracoviště lze interpretovat dvěma způsoby :

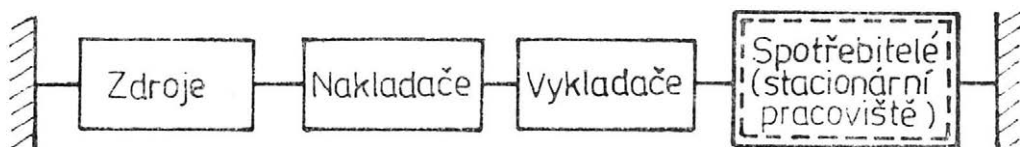
1. mezi mobilní a stacionární částí linky existuje významná vazba,



1. Schéma systémového přístupu k sestavování strojních linek — A diagram of the system approach to combining machine lines

2. mezi mobilní a stacionární částí linky existuje méně významná vazba, popř. ve třetím článku je nulová množina prvků.

b) Pracovní postup se skládá ze dvou, resp. více fází; každá fáze je zajišťována samostatnou linkou typu a) s méně významnou vazbou na stacionární pracoviště.



2. Schéma mobilní části strojní linky pro rostlinnou výrobu — A diagram of the mobile part of a machine line in crop production

Společná pro všechny typy linek je mobilní část, která se v nejobecnějším slova smyslu skládá (obr. 2) z nakladačů a vykladačů, přičemž jeden z těchto prostředků je schopen uskutečnit transport mezi zdroji a spotřebiteli a jeden z článků je hlavní, ve kterém pracují tzv. klíčové stroje (Š p e l i n a aj., 1973). Zdroje a spotřebitelé mohou mít omezenou kapacitu, která může ovlivnit počty prvků v článcích.

Vyjdeme-li z předpokladu, že stacionární část linky bývá většinou dána (lze ji ovlivňovat pouze při koncepčním řešení nebo v rámci vazeb na podniky služeb a kooperačními smlouvami) a že jsme stanovili požadované počty mechanizačních prostředků ve všech hlavních článcích, pak zbývá určit počty (velikosti skupin) v mobilních článcích linek pro různé provozní situace, tj. rozdělit klíčové stroje do skupin a přidělit k nim odpovídající počty dopravních prostředků, resp. optimalizovat počty prvků v článcích.

METODIKA

Sestavování strojních linek počítačem předpokládá existenci tzv. identifikačního modelu, pomocí něhož lze dělat žádanou optimalizaci. Takovýto model lze sestavit s různým stupněm řešení detailů; v příspěvku bude dále soustředěna pozornost na optimalizaci počtu prvků v článcích mobilní části linky s využitím výpočetní techniky.

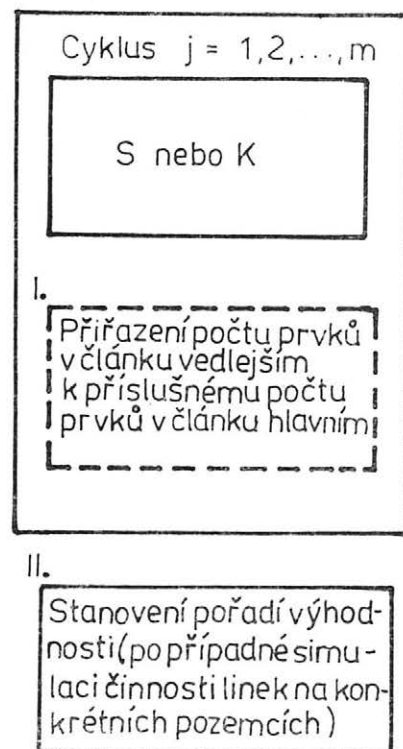
Dosud známé přístupy (K a v k a, 1978; P r o k o p, 1975) k optimalizaci počtu prvků v článcích mobilní části linky jsou naznačeny na obr. 3. Každý z přístupů má své výhody a nevýhody (tab. I).

Nejpoužívanější přístup k sestavování velikosti skupin bude C a B, neboť při něm lze nejlépe respektovat skutečné podmínky a požadavky. Mezi ně patří požadavek na neměnnost pracovních (směnových) kolektivů v článku hlavním, pokud možno práce jediného typu klíčových strojů v jedné skupině a možnost trvalého zabezpečení skupiny stálou opravářskou službou. Na základě praktických zkušeností, výsledků měření (K o l e k t i v, 1976) a typové skladby se stanoví velikosti skupin v článku hlavním a postupem C nebo B se pro různé provozní situace (vstupní údaje) vypočtou varianty počtu mechanizačních prostředků v článku

A

Automatické nalezení všech kombinací a stanovení pořadí výhodnosti

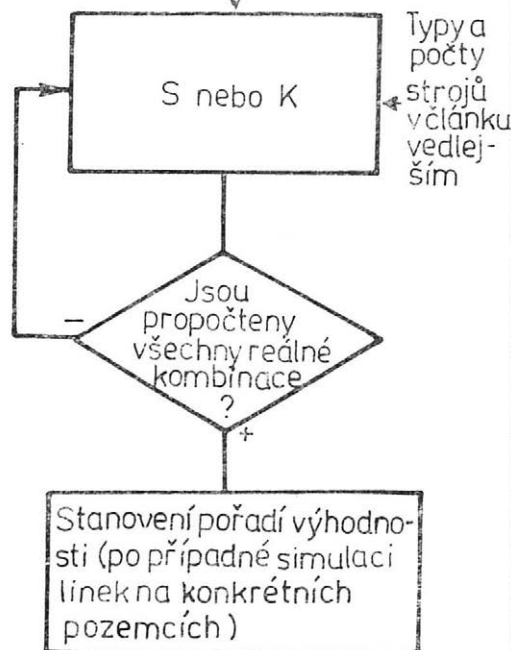
Cyklius $i = 1, 2, \dots, n$



B

Výpočet reálných kombinací a stanovení pořadí výhodnosti (s využitím tzv. „dialogu“ s počítačem)

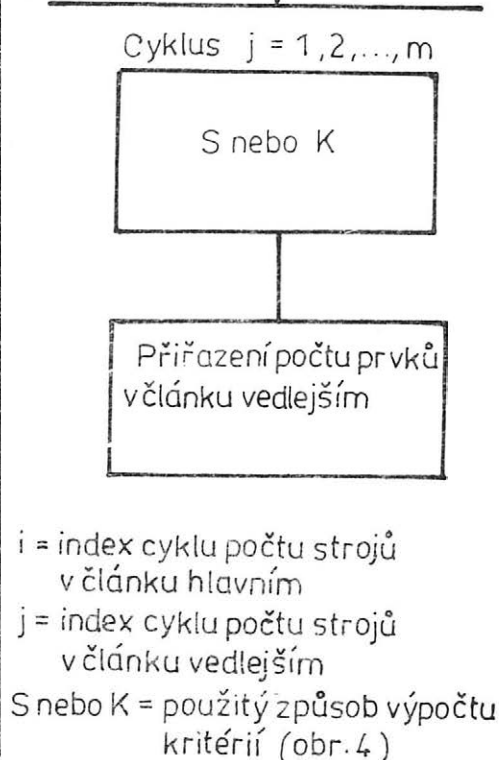
Typy a počty strojů v článku hlavním



C

Výpočet počtu prvků v článku vedlejším k danému počtu prvků v článku hlavním

Typy a počty strojů v článku hlavním



3. Přístupy k optimalizaci počtu prvků v člancích mobilní části linky — Approaches to optimize the number of elements in the units of the mobile part of the line

I. Charakteristika přístupů k optimalizaci počtu prvků v člancích mobilní části linky
 — Characteristics of approaches to optimize the number of elements in the units of a mobile part of the line

Pří- stup	Charakteristika přístupu
A	Popis činnosti: Vypočítává se výkonnost a kritériální funkce při různých kombinacích počtu prvků v člancích. Po skončení cyklu j může být vybrán (v bloku I) vhodný počet prvků v článku vedlejším k příslušnému počtu prvků v článku hlavním. Proběhnutím cyklu i je získáno buď (m, n) variant sestav strojní linky (pokud neexistuje blok I), nebo (n) sestavených linek o různém počtu prvků ($i = 1, 2, \dots, n$) v článku hlavním. Z takto získaných sestav může být stanoveno pořadí výhodnosti podle kritéria minimálních přímých jednotkových nákladů. Hodnota těchto nákladů je získána na základě: — údajů získaných po proběhnutí cyklu i a j, — údajů získaných na základě simulace sklizně konkrétních pozemků sestavenými (n) linkami (blok II), — údajů respektujících vazby mezi dvěma fázemi výpočtu, — údajů respektujících vazby mezi mobilními a stacionárními články linky. Výhody: 1. Možnost automatického nalezení všech kombinací¹⁾ sestav linky a stanovení pořadí výhodnosti. 2. Možnost respektování vazeb mezi dvěma fázemi činnosti nebo vazeb mezi mobilními a stacionárním článkem linky. Nevýhody: 1. V článku hlavním i vedlejším může pracovat jeden typ stroje. 2. Pořadí výhodnosti velikosti skupin mechanizačních prostředků v článku hlavním (pokud existuje blok I) je určováno pouze na základě stupně výkonnostní sladění mezi oběma články (pokud nejsou respektovány vazby mezi fázemi činnosti nebo na stacionární pracoviště).
B	Popis činnosti: Zadají se typy a počty prvků pracujících v příslušných člancích mobilní části linky a vypočítají se kritéria. Podle výsledků může řídicí subjekt usuzovat na vhodnost sestavy, resp. sestavu měnit, a po konečném počtu výpočtů dojít k žádanému optimu (pořadí výhodnosti). Výhody: 1. Možnost zadání více typů mechanizačních prostředků v obou člancích mobilní části linky. 2. Možnost zadání předem stanovené velikosti skupiny v článku hlavním a výpočtu počtu prvků v článku vedlejším. 3. Model vhodný k řízení v reálném čase, tj. k prověřování sestav linek v průběhu sezóny. Nevýhody: 1. Po každém výpočtu musí řídicí subjekt měnit sestavy prvků v člancích. 2. Nelze vybírat vhodné kombinace počtu prvků v člancích.

Legenda k tab. 1:

¹⁾ Kombinací je míněna i výkonnostně nesladěná sestava mobilní části linky, která může vyhovovat dalším vazbám.

Pří- stup	Charakteristika přístupu
C	Popis činnosti: Zadají se typy a počty prvků v článku hlavním a počítají se všechny možné kombinace počtu prvků v článku vedlejším. K zadané sestavě v článku hlavním je vybrán vhodný počet prvků v článku vedlejším. Výhody: 1. Možnost zadání více typů mechanizačních prostředků v článku hlavním. 2. a 3. dtto B. Nevýhody: 1. V článku vedlejším může pracovat jeden typ mechanizačního prostředku. 2. dtto B.

vedlejším (vesměs dopravních prostředků). Výkonnost stacionárního článku linky ovlivňuje velikost skupin nevýznamně.

Přístup A je vhodný k sestavování strojních linek, ve kterých je počet prvků v hlavním článku určován výkonností a časovým režimem práce stacionárního pracoviště (např. sestavování strojních linek na sklizeň píce k horkovzdušnému sušení) nebo linek typu b (zejména při výběru vhodné kombinace počtu prvků v člancích k sestavované lince pro určující fázi sklizně). Lze jej však využít k propočítávání výhodných sestav linek pro zadané provozní podmínky a podle zvolené velikosti skupiny mechanizačních prostředků v článku hlavním je možné vybrat optimální sestavu linky, tj. využít i při sestavování ostatních typů linek.

VLASTNÍ PRÁCE

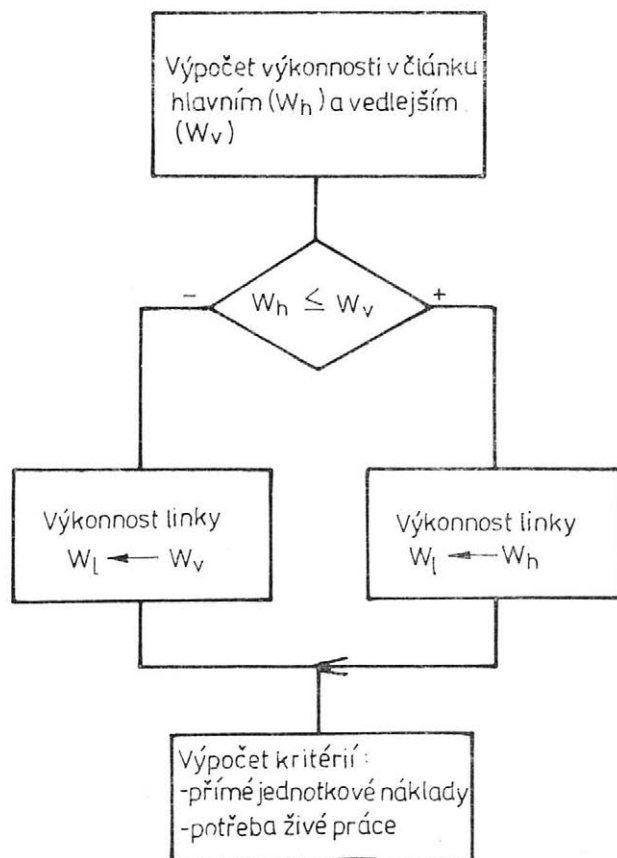
Ve všech třech přístupech uvedených na obr. 3 je použito kombinatorických modelů s klasickým (K) výpočtem kritérií nebo s využitím simulační techniky (S) — obr. 4.

Při tzv. klasickém způsobu výpočtu kritérií je vždy pro každou kombinaci počtu prvků v člancích spočítána výkonnost každého článku a v dalším výpočtu se počítá s nižší hodnotou výkonnosti. Tento postup umožňuje i při použití klasických výpočetních postupů stanovit výkonnost linky na základě vzájemné interakce obou článků linky a do jisté míry odstraňuje nevýhody výpočtu počtu prvků v článku vedlejším k danému počtu prvků v článku hlavním pomocí vztahu (1), ve kterém se v mnoha případech neúměrně minimalizují prostoje v článku hlavním.

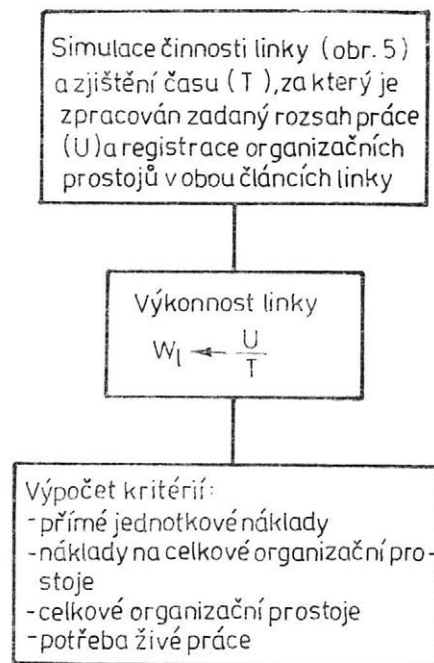
$$n_{dp} = E \left(\frac{T_c}{T_n} \right) + 1 \quad (1)$$

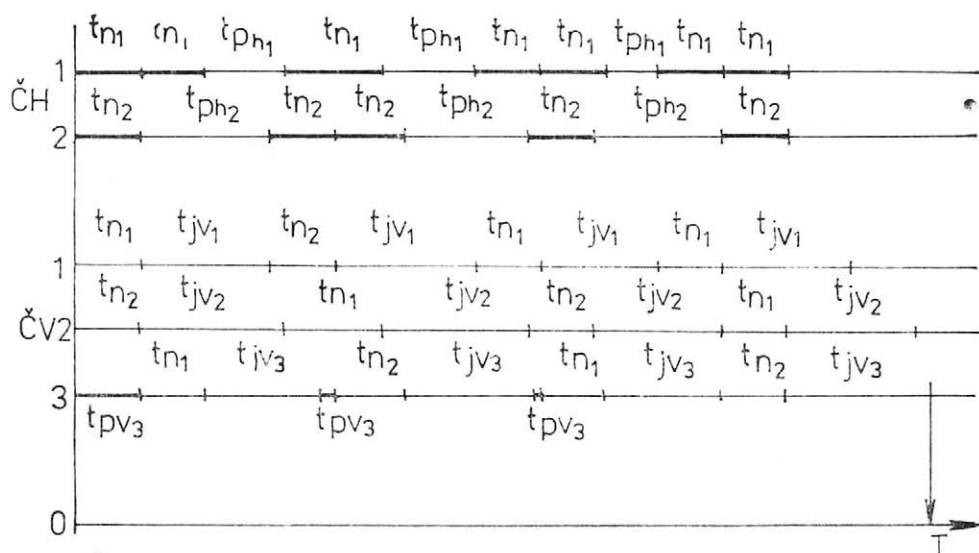
Využití simulační techniky je založeno na principu simulace činnosti každé kombinace počtu prvků v člancích a zjištění času (T) — (obr. 5), za který je zpracován zadaný rozsah práce (U). Výhodou si-

Klasický (K) způsob výpočtu
kritérií a použitá kritéria



K výpočtu kritérií použito simulace
činnosti (S) a použitá kritéria





- ČH 1, 2 - prvky v článku hlavním
 ČV 1, 2, 3 - prvky v článku vedlejším
 $t_{n1,2}$ - čas nakládání uvažovaným prvkem v článku hlavním
 $t_{ph1,2}$ - čas prostoje prvků v článku hlavním
 $t_{jv1,2,3}$ - čas jízdy a vyprazdňování prvků v článku vedlejším
 $t_{pv1,2,3}$ - čas prostoje prvků v článku vedlejším

5. Princip simulace činnosti jedné kombinace počtu prvků v člancích mobilní části linky — A principle of simulating the function of one combination of the number of elements in the units of the mobile part of the line

mulační techniky je možnost respektovat vliv faktoru času [simulace s proměnným časovým krokem — obr. 5] a jevů majících stochastický charakter; z toho vyplývá možnost použít širšího spektra kritériálních funkcí. Nevýhodou jsou vyšší nároky na přípravu vstupních údajů a podstatně delší čas výpočtu.

Přístupu A (obr. 3) a simulační techniky bylo využito k sestavení celkem čtyř modelů a odpovídajících počítačových programů. Jednotlivé fáze a obsah výpočtu ve fázích udává tab. II. Z této tabulky vyplývá, že společná pro všechny modely jsou první a poslední fáze výpočtu a pochopitelně způsob simulace činnosti. Ostatní fáze jsou podřízeny vazbám mezi mobilní a stacionární částí linky nebo mezi dvěma fázemi sklizně.

DISKUSE

Abychom si ověřili popsaný přístup A a optimalizovali počet prvků v jednotlivých člancích linek, uskutečnili jsme s každým modelem větší počet experimentů. Modely byly hodnoceny z hlediska vhodnosti kritérií pro sestavení linky a vlivu změn pracovních podmínek.

II. Popis činnosti modelů vybraných typů strojních linek respektujících přístup A
 — Function of the models of selected types of machine lines in accordance with the approach A

Linka typu	Fáze výpočtu	Obsah fází výpočtu
a), 1. (sestavování strojních linek na sklizeň pšicín k horkovzdušnému sušení)	1. čtení vstupních údajů	vstupní údaje: — typ sklízecí řezačky a základní údaje o ní (včetně příp. energetického prostředku), — typ dopravního prostředku a základní údaje o něm, — typ horkovzdušné sušárny, její hodinová výkonnost a náklady na hodinu provozu, — pracovní podmínky
	2. optimalizace pracovního režimu sklízecí řezačky	výpočet hmotnostní a plošné výkonnosti sklízecí řezačky v čase T_{02} (pokud ve fázi 3. je použito simulační techniky) nebo v čase T_{05} (pokud je ve fázi 3. použito klasického přístupu). Omezujícími podmínkami je průchodnost sklízecí řezačky a energetická bilance
	3. propočet všech možných kombinací počtu prvků v článku hlavním a vedlejším mobilní části linky	propočtem možných kombinací počtu prvků v člancích mobilní části linky jsou získány údaje charakterizující každou kombinaci (blok I. — obr. 3 není zařazen), tj. výkonnost v čase $T_{05} + T_{72}$, přímé jednotkové náklady a při použití simulační techniky též organizační prostoje a náklady na ně
	4. výběr optimálního časového režimu práce linky na poli a počtu prvků v člancích	mobilní část linky může pracovat čas stejný jako horkovzdušná sušárna, nebo kratší. Ve druhém případě musí být po určité části dne (po 15 až 18 h — podle slunečního svitu) tvořena zásoba na noc. Model umožňuje zjištění času společné práce mobilní a stacionární části linky, resp. optimalizuje jej, tj. zjištění času práce mobilní části linky, kdy není tvořena zásoba a vhodný počet prvků v člancích, a času, kdy je tvořena zásoba a vhodný počet prvků v člancích
	5. stanovení pořadí výhodnosti a tisk výsledků	pořadí výhodnosti je tisknuto pro různé časové režimy práce mobilní části linky. Tisknuty jsou tyto údaje: pořadí výhodnosti, počet hodin práce, počet sklízecích řezaček a dopravních prostředků, výkonnost a náklady pro oba časové intervaly činnosti mobilní části linky, potřeba živé práce a celkové náklady
a), 2. (sestavování strojních linek na sklizeň zrnin a rozmetání chlévké mrvy)	1. čtení vstupních údajů	vstupní údaje: — typ mechanizačního prostředku v článku hlavním a základní údaje o něm (včetně příp. energetického prostředku), — typ mechanizačního prostředku v článku vedlejším a základní údaje o něm (tj. o rozmetací soupravě nebo dopravním prostředku), — pracovní podmínky
	2. optimalizace pracovního režimu mechanizačních prostředků	při rozmetání statkových hnojiv se jedná o zjištění dávkovacího stupně, dávkování a pojezdové rychlosti. Pracovní režim sklízecí mlátičky je optimalizován jako u sklízecí řezačky (viz a), 1.).
	3. sestavení (n) strojních linek s různým počtem prvků ($i = 1, 2, \dots, n$) v článku hlavním	možný počet prvků v jednotlivých člancích je zadán. Ke každému počtu prvků i ($i = 1, 2, \dots, n$) v článku hlavním je vybrán optimální počet prvků v článku vedlejším podle příslušných kritérií (obr. 4) a jsou získány údaje charakterizující každou z (n) linek, tj. výkonnost v čase $T_{05} + T_{72}$, přímé jednotkové náklady a při použití simulační techniky, i organizační prostoje a náklady na ně

Linka typu	Fáze výpočtu	Obsah fází výpočtu
a), 2. (sestavování strojních linek na sklizeň zrnin a rozmetání chlévské mrvy)	4. simulace sklizně konkrétních pozemků	tuto fázi možno zařadit tehdy, je-li znám alespoň orientační harmonogram zpracování pozemků. Typicky deterministickou simulaci je simulována sklizeň na zadáných pozemcích od mechanizačního střediska a mezi sebou) a získány potřebné údaje o každé lince (výkonnost v čase $T_{06} + T_{72}$ a přímé jednotkové náklady). Perspektivně nutno 3. a 4. fázi sloučit, tj. v rámci simulace sklizně konkrétních pozemků zjišťovat vhodný počet dopravních prostředků (pro různý výnos, fyzikálně-mechanické vlastnosti materiálu a dopravní vzdálenost)
	5. stanovení pořadí výhodnosti a tisk výsledků	pořadí výhodnosti je stanoveno podle přímých jednotkových nákladů, celkových organizačních prostojů a nákladů na ně. Tisknuty jsou: kritérium sestavení, pořadí výhodnosti, počet prvků v článku hlavním a vedlejším, výkonnost, přímé jednotkové náklady a pokud je prováděna simulace sklizně konkrétních pozemků, tak ještě zpracovaná výměra, čas sklizně a včasnost splnění úkolu
b) (sestavování strojních linek na sklizeň cukrovky)	1. čtení vstupních údajů	vstupní údaje: — typ sklizeče chrástu a bulv a základní údaje o nich (včetně příp. energetického prostředku), — typ dopravního prostředku a základní údaje o něm, — pracovní podmínky
	2. optimalizace pracovního režimu sklizeče	výpočet pracovní rychlosti a výkonnosti v čase T_{02} (pokud je použito ve 3. fázi simulační techniky) nebo v čase T_{05} (pokud je ve 3. fázi použito klasického přístupu)
	3. sestavení (n) strojních linek s různým počtem i ($i = 1, 2, \dots, n$) sklizečů bulv v článku hlavním	viz typ linky a), 2., bod 3
	4. propočet všech možných kombinací počtu prvků v článku hlavním a vedlejším pro fázi sklizně chrástu	viz typ linky a), 1., bod 3
	5. výběr vhodné kombinace počtu prvků ve fázi sklizně chrástu ke každé strojní lince na sklizeň bulv	každá strojní linka na sklizeň bulv a každá kombinace počtu sklizečů chrástu a dopravních prostředků je charakterizována výkonností. Ze dvou hodnot hodinové výkonnosti (pro každou fázi) je vybrána nižší, vypočítána sezónní výkonnost a celkové přímé jednotkové náklady na obě fáze sklizně
	6. stanovení pořadí výhodnosti a tisk výsledků	pořadí výhodnosti stanoveno podle přímých jednotkových nákladů. Tisknuty jsou: kritérium sestavení linky, pořadí výhodnosti, počet sklizňových strojů a dopravních prostředků v lince, výkonnost a přímé jednotkové náklady pro každou fázi odděleně, celková sezónní výkonnost, hodinová výkonnost a celkové přímé jednotkové náklady

Určení správné kritériální funkce je nutno v matematicko-ekonomických modelech považovat za důležitou součást činnosti. Proto byla zvolena celkem čtyři kritéria :

1. kritérium minimálních celkových organizačních prostojů,
2. kritérium minimálních nákladů na celkové organizační prostoje,
3. kritérium minimálních přímých jednotkových nákladů,
4. kritérium minimální potřeby živé práce.

Při kritériu minimálních celkových organizačních prostojů jsou stejnou měrou minimalizovány organizační prostoje všech mechanizačních prostředků v lince.

Kritérium minimálních nákladů na celkové organizační prostoje zdůrazňuje význam prostojů těch mechanizačních prostředků, u nichž je vyšší náklad na hodinu prostoje.

Kritérium, které bude zřejmě nejvhodnější, jsou minimální přímé jednotkové náklady, neboť odráží veškeré vlivy působící na sestavu linky. Ve srovnání s předchozím nákladovým kritériem lze při výpočtu zadat relativně přesnější vstupní údaje, neboť dosud není opracována metodika pro stanovení nákladů na prostoje mechanizačních prostředků při jejich nasazení.

U nákladových kritérií vzniká často problém přesnosti absolutních výsledků při různých souborech vstupních údajů. V rámci jediného výpočtu nepřesnosti nemají vliv na zjištění optimálního počtu prvků v člancích (při daném přístupu A k sestavování strojních linek je rozhodující poměr mezi náklady na hodinu práce nebo prostoje mechanizačních prostředků v článku hlavním a vedlejším). Pokud se výpočty dělají proto, aby se mohlo porovnávat více variant, pak je vhodné každou variantu (charakterizovanou např. přímými jednotkovými náklady) doplnit kritériem potřeby živé práce.

VLIV ZMĚNY PRACOVNÍCH PODMÍNEK A TYPŮ MECHANIZAČNÍCH PROSTŘEDKŮ

Pod pojmem pracovní podmínky je míněna změna tzv. řízených (volitelných) vstupních údajů, charakterizujících přírodní a hospodářské podmínky.

Mezi důležité přírodní podmínky patří svahovitost, mezi podmínky hospodářské pak druh plodiny, výnos, slamnatost, dávka hnoje, způsob sklizně, způsob plnění dopravního prostředku, stav porostu, dopravní vzdálenost a stav cest, agrotechnická lhůta, součinitel využití operativního času, maximální velikost skupiny mechanizačních prostředků v jednotlivých člancích linky a časový režim práce prvků v člancích.

Mezi důležité ukazatele charakterizující mechanizační prostředky patří údaje, z nichž lze spočítat energetickou bilanci souprav a samojízdných strojů, hmotnostní nebo plošnou výkonnost, náklady na hodinu práce, potřebu živé práce a charakterizovat technický stav mechanizačního prostředku.

Změnami pracovních podmínek a typů mechanizačních prostředků byla ověřena správná činnost sestavených matematických identifikač-

ních modelů. Pomocí sestavených modelů lze zjistit jednak optimální počty prvků v člancích mobilní části linky a porovnáním výpočtů z více variant vstupních údajů lze vybrat i vhodný typ mechanizačního prostředku. V neposlední řadě lze hodnotit vhodnost technických parametrů použitých mechanizačních prostředků.

ZÁVĚR

Sestavování strojních linek patří do oblasti, kde se všeobecně používají tradiční výpočetní postupy. S ohledem na velké množství komponent ovlivňujících nejhodnější sestavu strojní linky a na požadavek na operativní změny v sestavách linek v průběhu vykonávání pracovních operací je žádoucí hledat nové přístupy s použitím moderních technických prostředků. Mezi tyto prostředky patří především výpočetní technika, která se postupně do zemědělství zavádí.

Využití výpočetní techniky při sestavování strojních linek lze považovat za jednu z cest ke zkvalitnění procesu řízení jak ve fázi koncepčního řešení, tak ve fázi organizování a řízení provozu strojní linky v reálném čase. V předkládaném příspěvku jsou proto rozebrány přístupy a způsoby sestavování strojních linek pomocí počítače. Konkrétní modely a výsledky výpočtů uvádí K a v k a (1978). Z dosavadních výpočtů vyplývá správná činnost modelů a nutnost dalšího výzkumu v této oblasti. Jedná se zejména v první fázi o vytváření (pomocí modelů) tzv. rozhodovacích tabulek a v další fázi o začlenění do automatizovaného informačního a řídicího systému.

Seznam použitých znaků

$E()$	— entiér ze vztahu v závorce (nejblíže nižší celé číslo)
n_{dp}	— počet dopravních prostředků v lince (l)
T_c	— čas dopravního cyklu (h)
T_n	— čas nakládání dopravního prostředku sklízeči nebo nakladačem (h)
T_1	— čas hlavní (h)
T_2	— čas vedlejší (h)
T_3	— čas na údržbu a přípravu mechanizačního prostředku na pracovišti (h)
T_4	— čas na odstranění technologických a technických poruch (h)
T_5	— čas na odpočinek a osobní potřeby (h)
T_6	— čas pro přípravu mechanizačního prostředku k práci a pro přepravu na pracoviště a zpět (h)
T_{72}	— organizační prostoje (h)
T_{02}	— čas operativní ($T_1 + T_2$) (h)
T_{05}	— čas složený z časů ($T_{02} + T_3 + T_4 + T_5$) (h)
T_{06}	— čas složený z časů ($T_{05} + T_6$) (h)

Literatura

- KAVKA, M.: Nové přístupy k řízení provozu mechanizačních prostředků v rostlinné výrobě s využitím výpočetní techniky. [Habilitační práce.] Praha 1978. — Vysoká škola zemědělská.
 KOLEKTIV: Die Anwendung der sozialistischen Betriebswirtschaft in der LPG Pflanzenproduktion. Leipzig 1976.
 PROKOP, K.: Modelování procesů v zemědělské výrobě. In: Sborník mechanizační fakulty Vysoké školy zemědělské v Praze. Praha 1975.
 SPELINA, M., aj.: Strojní linky v zemědělství a jejich ekonomika. Praha, Stát. zeměd. nakl. 1973.

Došlo dne 7. 2. 1979

КАВКА, М. (Сельскохозяйственный институт, Прага - Сухдол): Составление машинных линий при использовании вычислительной машины. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (2) : 85-98.

Требования по управлению эксплуатацией машинных линий в сельскохозяйственном первичном производстве постоянно возрастают. Для повышения качества процесса управления на всех его этапах и целого цикла управления является, поэтому, необходимым использовать вычислительную технику, которая внедряется постепенно в сельское хозяйство. В статье анализируются подходы и способы составления машинных линий в растениеводстве при использовании вычислительной техники. Указаны также результаты экспериментов с моделями, составленными автором. Все составленные до сих пор модели являются комбинаторными и для расчета критериальных функций используется симуляционная техника. Кроме проверки функции моделей указывается также пригодность использованных критериев составления линий.

составление машинных линий; критериальная функция; моделирование механизированных процессов; использование вычислительной техники

KAVKA, M. (University of Agriculture, Praha - Suchdol): *Combining Machine Lines by a Computer*. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (2) : 85-98.

The demands of the control and management of operations of machine lines in the primary production in agriculture are still higher. Therefore the computing technique should be applied to the improvement of the process of the control and management in all phases and of the cycle of the control and management, which is introduced gradually in agriculture. Approaches and methods of combining machine lines in crop production are analyzed by means of computing technique. Results of experiments with the made-up models are presented. All the made-up models are combinatorial, and simulation techniques were used to compute the criterional functions. Besides testing the function of the models, the criteria used for combining the lines are analyzed in view of their suitability.

combining machine lines; criterional function; simulation of mechanized processes; use of computing technique

KAVKA, M. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha - Suchdol): *Zusammenstellung der Maschinenketten unter Anwendung der Rechananlage*. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (2) : 85-98.

Die Anforderungen an die Steuerung des Betriebes von Maschinenketten in der landwirtschaftlichen primären Produktion steigen immer mehr an. Man muß daher zur Qualitätssteigerung des Steuerungsprozesses in allen seinen Phasen und des Steuerungszyklus die Rechentechnik anwenden, die fortschreitend in die Landwirtschaft eingeführt wird. Im Aufsatz werden Herangehen und Verfahren der Zusammenstellung von Maschinenketten in der pflanzlichen Produktion unter Anwendung der Rechentechnik erörtert. Es werden ebenfalls Ergebnisse der Versuche mit den vom Vf. zusammengebauten Modellen angeführt. Alle bisher zusammengestellten Modelle sind kombinatorisch, und zur Berechnung der Kriteriafunktionen wird die Nachbildungstechnik angewandt. Nebst der Überprüfung der Modelltätigkeit wird auch die Eignung der angewandten Kriterien für die Maschinenkettenzusammenstellung erörtert.

Zusammenstellung der Maschinenketten; Kriteriafunktionen; Modellierung der mechanisierten Prozesse; Anwendung der Rechentechnik

Adresa autora:

Doc. ing. Miroslav K a v k a, CSc., Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha 6 - Suchdol

J. Oubrecht

OUBRECHT, J. (Vysoká škola zemědělská, Praha - Suchbátka): *Optimalizace velikosti zemědělského stroje*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2): 99–105.

Optimalizace velikosti zemědělského stroje, vypočtená na základě minimalizace ročních nákladů na soupravu, představuje jednu z metod, která se v současné době užívá při výběru strojů pro polní výrobu. Optimální velikost stroje, vypočtená na základě minimalizace všech nákladů, včetně ztrát na konečném produktu při nevhodném ukončení operace, je podstatně vyšší než při výpočtu bez penalizace nedodržení termínu. Vycházíme ze zásady, že jen ve výjimečných případech může být operace uskutečněna v optimálním časovém intervalu. Proto se nedodržení termínu penalizuje, čímž se velikost stroje zvyšuje a čas potřebný k zakončení operace se zkracuje. Časový interval se zkracuje na optimální míru. Další zkracování časového intervalu vede k příliš velkému růstu měrné ceny stroje, a tím i k růstu pevných nákladů.

Polní výroba v ČSSR je charakterizována, hlavně u obilovin, stálými dobrými výsledky, kterých je dosahováno nejen díky výkonným odrůdám a dobře propracované agrotechnice, ale svůj podíl sehraje i zemědělská technika. Dodávané stroje jsou v průměru stále výkonnější, ale také dražší, pokud nejsou optimálně využity. Vhodný zemědělský stroj se vybírá často na základě minimalizace nákladů na provoz. Různé výsledky hospodaření zemědělských podniků ve stejných výrobních podmínkách jsou do značné míry ovlivněny zemědělskou technikou, která představuje v nákladech na polní výrobu nejdůležitější položku. Optimalizace pracovního záběru zemědělského stroje bude proto předpokladem dobrého využití a to povede k minimalizaci ročních nákladů.

Roční náklady na stroj používaný v polní výrobě jsou závislé

- na pořizovací hodnotě stroje,
- na dalších pevných nákladech,
- na roční i hodinové výkonnosti.

Dále je třeba vzít v úvahu náklady

- na mzdu obsluhy,
- na nájem traktoru nebo jiného energetického zdroje,
- na penalizaci za nevhodné ukončení operace.

Náklady na palivo a mazadla a na opravy a údržby vcházejí do ročních nákladů na soupravu, neovlivňují však jejich velikost, protože jsou přímo závislé na velikosti soupravy.

Z uvedených skutečností vychází Oubrecht (1972) a odvozuje rovnici:

$$B = \sqrt{\frac{A'}{0,1 \cdot v \cdot \tau \cdot c}} p' \quad \text{m} \quad (1)$$

Rovnice (1) byla odvozena na základě minimalizace nákladů za životnost. Potom A' je výměra zpracovaná za životnost. Častěji se optimální pracovní záběr stroje odvozuje na základě minimalizace ročních nákladů. Potom má rovnice tvar:

$$B = \sqrt{\frac{A}{0,36 \cdot v \cdot k \cdot \tau \cdot c}} p' \quad (2)$$

kde: A' – výměra zpracovaná strojem za životnost (ha)
 A – výměra zpracovaná strojem za rok (ha)
 B – hledaný pracovní záběr (m)
 v – optimální pracovní rychlost (v první rovnici je rychlost v km h^{-1} , ve druhé v m s^{-1})
 c – měrná cena stroje (Kčs m^{-1})
 τ – komplexní součinitel využití času (je možné počítat se součinitelem využití času v poli)
 p' – mzda obsluhy (mzdové náklady) (Kčs h^{-1})
 k – podíl z pořizovací ceny stroje představující roční pevné náklady

Obě uvedené rovnice vznikly na základě derivace rovnice pro roční nebo celkové náklady na stroj (soupravu). Roční náklady na provoz zemědělského stroje v polních podmínkách vyjádříme rovnicí:

$$N = k \cdot B \cdot c + \frac{A^*}{0,36 \cdot B \cdot v \cdot \tau} [(O + \dot{U}) B + (P + M) B + p'] \quad (3)$$

kde: N – roční náklady na práci soupravy $\text{Kčs} \cdot \text{rok}^{-1}$
 $O, \dot{U}, P, M$ – hodinové náklady na metr záběru stroje u oprav, údržeb, paliva a mazadel ($\text{Kčs h}^{-1} \text{m}^{-1}$)

Z rovnice (3) je zřejmé, že první část $k \cdot B \cdot c$ roste se záběrem stroje a že značný vliv na velikost pevných ročních nákladů má způsob odpisování, který je vyjádřen v podílu k . V ČSSR je přijat rovnoměrný způsob odpisů, a tak hodnota k je po celou dobu životnosti stroje (soupravy) stejná. Tento způsob odpisování má své nevýhody, protože výkonnost stroje v závislosti na čase klesá a bylo by vhodnější odpisovat v prvních letech větší podíl z pořizovací hodnoty stroje než v letech na konci životnosti. Socialistické zemědělské podniky v ČSSR vlastní velké množství strojů jednoho typu a uvedená nevýhoda se v tomto případě vytrácí. Měrná cena stroje není stejná u stejné kategorie strojů. Je také známo, že měrná cena u energetických zdrojů a samojízdných strojů roste v závislosti na instalovaném výkonu. U některých jednoduchých závěsných i nesených strojů je průběh závislosti měrné ceny na záběru stroje nižší než rovnoměrný. První část rovnice (3) představuje tedy náklady pevné, které jsou odpisovány nezávisle na roční nebo sezónní výkonnosti soupravy.

Druhá část rovnice představuje proměnné náklady, které jsou závislé na počtu odpracovaných hodin. V rovnici (3) vyjadřuje počet odpracovaných hodin za rok výraz:

$$T_r = \frac{A}{0,36 \cdot B \cdot v \cdot \tau} \quad (4)$$

Takto vypočtený počet hodin (nebo jiným způsobem zjištěný) se násobí měrnými náklady „Kčs m⁻¹ h⁻¹“ a u těch nákladových položek, které jsou ještě závislé na velikosti stroje, se měrné náklady budou násobit záběrem stroje. Tím se dosáhne toho, že roční časové využití stroje T_r bude násobeno sumou nákladů vyjádřených v Kčs h⁻¹.

Jestliže hledáme optimální záběr stroje při minimálních ročních nákladech, postupujeme u rovnice (3) takto:

$$\frac{dN}{dB} = 0$$

$$\frac{dN}{dB} = k \cdot c - \frac{A}{0,36 \cdot B^2 \cdot v \cdot \tau} p' = 0 \quad (5)$$

Tímto způsobem byla odvozena rovnice (2), která platí pro výpočet optimálního pracovního záběru v tom případě, že operace je vykonána včas a nedochází k žádným ztrátám způsobeným nevhodným provedením (ukončením) operace.

Pro samojízdný jednoúčelový stroj je možné upravit rovnici (5) takto:

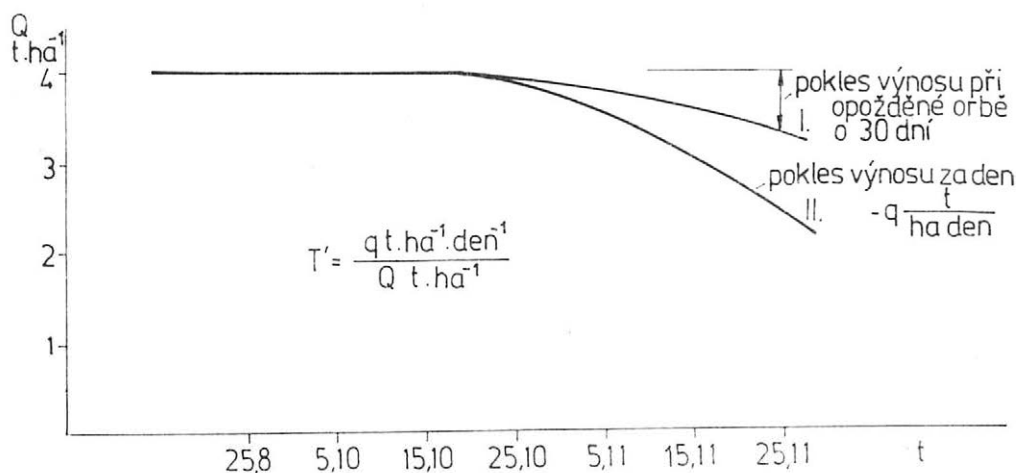
$$B = \frac{W_{sez}}{W \cdot k \cdot c} p' \quad m \quad (6)$$

Dále upravíme rovnici (6):

$$B = \frac{T_r}{k \cdot c} p' \quad m$$

kde: $A = W_{sez}$ — pro jednoúčelové stroje představuje sezónní výkonnost za rok
 W — hodinová výkonnost soupravy ha h⁻¹

$$T_r = \frac{W_{sez}}{W} \quad h$$



1. Přibližný průběh ztrát výnosu obilovin při opožděné orbě (t = dny) — A curve (approximate data) of the losses of grain yield with delayed plowing

Žádnou operaci není možné uskutečnit v optimální časové lhůtě (Hunt, 1973), protože tato lhůta je velmi krátká a bylo by třeba příliš velkého počtu mechanizačních prostředků. To je důvod, proč se do rovnice (2) zavádí další člen, a to penalizace za nevhodné provedení operace. Podle průběhu poklesu hektarového výnosu v závislosti na době orby (obr. 1) zjistíme součinitel ztrát T' . Na křivce I je vymezen pokles hektarového výnosu (tato křivka nebyla empiricky stanovena a slouží pouze pro objasnění výpočtu T') při třicetidenním zpoždění. Při tomto časovém zpoždění bude podle křivky I pokles výnosu o $0,7 \text{ t ha}^{-1}$ a podle křivky II $1,5 \text{ t ha}^{-1}$. Znamená to tedy, že na každý den připadá ztráta $0,0233 \text{ t ha}^{-1}$ pro křivku I a $0,05 \text{ t ha}^{-1}$ pro křivku II.

Výpočet součinitele ztrát při opožděném zakončování operací vychází ze známých křivek, které ukazují na změnu výnosu v závislosti na čase. Pro nejdůležitější operace je třeba tyto křivky z dlouhodobých pozorování zakreslit. Pro zakreslení křivky (obr. 1) nestačí pozorování jednoho roku a také pro jednotlivé klimatické oblasti budou mít křivky různý průběh.

VÝPOČET SOUČiniteLE T'

$$T' = \frac{\text{ztráta v t ha}^{-1} \text{ den}^{-1}}{\text{hektarový výnos t ha}^{-1}} \quad \text{den}^{-1} \quad (7)$$

kde: T' — $0,00058$ pro křivku I a $0,0012$ pro křivku II při výnosu 4 t ha^{-1}

V ČSSR nemáme zatím dostatek záznamů o tom, jak se mění výnos plodiny při zpožděném ukončování jednotlivých operací. Bude tedy třeba brát jen orientační hodnoty součinitele T' , a to z těch oblastí, které se blíží našim podmínkám.

Penalizace za nevhodné ukončení započaté operace se vypočítá takto (Hunt, 1973):

$$p'' = \frac{T' \cdot Q \cdot S \cdot A}{t' \cdot n' \cdot T_s} \quad \text{Kčs h}^{-1} \quad (8)$$

kde: T' — součinitel určený z dlouhodobého sledování (den^{-1})

Q — výnos z hektaru (kg nebo t ha^{-1})

S — výkupní cena (Kčs za kg nebo tunu)

A — plocha určená ke zpracování hledaným strojem (ha)

t' — se vyjádří číslem 4, jestliže je např. sklizeň započata před optimální zralostí a ukončena po optimu; číslem 2 se vyjádří v tom případě, kdy je operace ukončena buď před optimem nebo po něm

n' — je např. 3 v tom případě, kdy je možné plochu A rozdělit na tři části a optima každé části plodiny se nekryjí, ale vzájemně na sebe navazují

T_s — počet hodin všech směn v jednom kalendářním dnu (h den^{-1})

Součinitele ztrát za nevhodné ukončení operací T' mají tyto hodnoty (Hunt, 1973):

u všech operací, kterými se půda zpracovává $0,0001 - 0,002$

setí a sázení $0,002$

ošetřování za vegetace $0,010$

sklizeň kukuřice $0,003$

vojtěškového sena $0,010$

silážních plodin $0,001$

drobných zrnin $0,004$

soji $0,005$

Uvedených součinitelů můžeme užívat pouze tehdy, jsou-li klimatické podmínky obdobné jako ty, pro které byly empiricky zjištěny.

Pokud budeme brát v úvahu nevčasné ukončení operací, potom musíme do rovnice (2) zavést člen p' a dostaneme tento tvar rovnice:

$$B = \sqrt{\frac{A}{0,36 \cdot v \cdot c \cdot k \cdot \tau (p' + p'')}} \quad (9)$$

VLASTNÍ PRÁCE

OPTIMALIZACE VELIKOSTI PLUHU

Součinitel za nevčasné ukončení započaté orby $T' = 0,0001-0,002$. Zadává se $T' = 0,001 \text{ den}^{-1}$. Orat budeme pod ozimou pšenici. Realizační cena za pšenici v r. 1978 byla 1552 Kčs t^{-1} . Počítáme-li s výměrou 900 ha , $t' = 4$, $n' = 1$ a $T_s = 20 \text{ h den}^{-1}$, potom $p'' = 17,48 \text{ Kčs h}^{-1}$. Po dosazení těchto hodnot do rovnice (9) při $v = 2,5 \text{ m s}^{-1}$, $\tau = 0,85$, $c = 20\,000 \text{ Kčs m}^{-1}$ a $p' = 30 \text{ Kčs h}^{-1}$ bude záběr pluhu $B = 2,1 \text{ m}$.

Penalizace za nedodržení termínu orby může být $1,75$ až 35 Kčs h^{-1} , a to v závislosti na součiniteli T' . Takto široké rozmezí představuje v záběru pluhu rozdíl dvou radlic. Proto je třeba znát pro určitou oblast užší rozmezí součinitele T' .

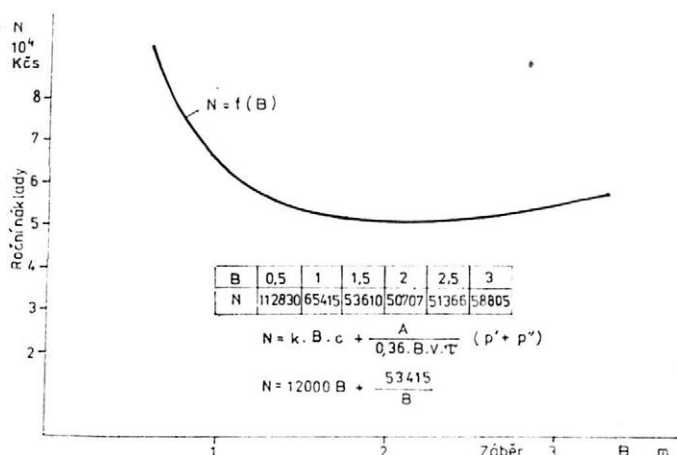
Pokud má pluh zorat v průběhu roku 900 ha , bude třeba v nejhorším případě záběr pluhu $B = 2,5 \text{ m}$. Pokud by se oralo pronajatou soupravou, vyšel by záběr pluhu o jednu radlici větší. Pokud nezavádíme penalizaci za nevčasnost, vychází záběr pluhu malý a neodpovídá ani zavedené praxi v dobrých zemědělských podnicích ČSSR.

Při grafickém znázornění závislosti $N = f(B)$ vycházíme z rovnice:

$$N = k \cdot B \cdot c + \frac{A}{0,36 \cdot B \cdot v \cdot \tau} (p' + p'') \quad (10)$$

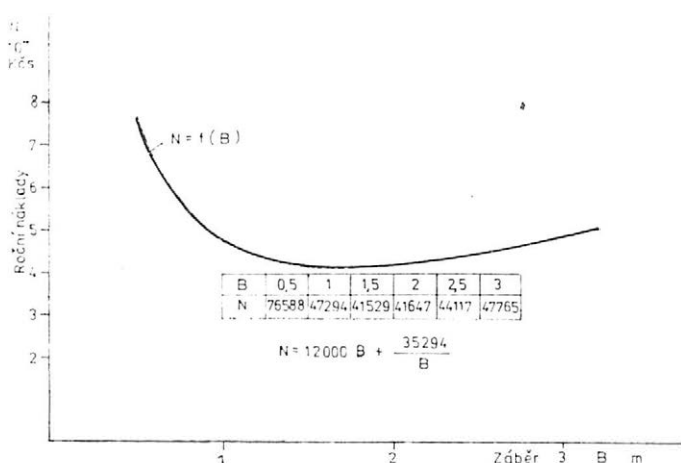
Grafické znázornění průběhu ročních nákladů v závislosti na velikosti pluhu nám ukazuje, kde je optimální záběr pluhu z hlediska minimalizace ročních nákladů. Z průběhu křivek na obr. 2 a 3 je zřejmé, že náklady rostou rychleji při výběru pluhu s menším pracovním záběrem než je optimální. Řídící pracovník však může rozhodnout o určitém

2. Optimalizace pracovního záběru pluhu s penalizací za nevčasnost ($p'' = 17,48 \text{ Kčs h}^{-1}$) – Optimization of the working width of the plow with penalties for delay ($p'' = 17,48 \text{ Kčs h}^{-1}$)



zvýšení ročních nákladů, což potom dává větší možnost při výběru vhodného pluhu. I v tomto případě však půjde o výběr pluhu s větším počtem radlic.

Podle výše uvedené metodiky je možné optimalizovat velikost všech zemědělských strojů pro polní výrobu. Upravíme-li rovnici (9) tak, že zavedeme do čitatele měrný odpor soupravy, bude možné optimalizovat velikost energetického zdroje.



3. Optimalizace pracovního záběru pluhu bez penalizace za nečasnost — Optimization of the working width of the plow without penalties for delay

Z obr. 2 a 3 je zřejmý posun optima v závislosti na dalších nákladových položkách. Budeme-li hledat velikost zemědělského stroje, pro který musí být pronajat energetický zdroj (např. Od Státní traktorové stanice), posune se optimum dále do větších pracovních záběrů.

Doporučení pro zemědělské podniky je v tomto případě jednoznačné: jestliže není možné koupit pluh s optimálním počtem radlic, potom kupujeme o radlici větší.

ZÁVĚR

Optimalizace velikosti zemědělského stroje, uskutečněná na základě minimalizace ročních nákladů, obsahuje všechny faktory, které se podílejí na nákladech. Většina nákladových položek roste s velikostí stroje a není tedy třeba s nimi počítat, nebo je zahrnovat do konečného matematického výrazu. Do rovnice pro výpočet optima velikosti stroje vchází jak údaje o stroji, tak údaje o požadované výkonnosti, čase, veškerých nákladech, výnosu plodiny, nedodržení termínu pro ukončení operace, popřípadě i o nákladech spojených s pronájmem stroje nebo energetického zdroje. Optimum se posouvá směrem k vyšším pracovním záběrům při zavedení penalizace za nedodržení termínu a při pronajímání energetického zdroje nebo celé soupravy. Počítáme-li se střední penalizací, potom velikost pluhu pro naše podmínky by byla 2,1 m. Efektivní výkon tahače k uvedené velikosti pluhu bude v rozmezí 140 až 180 kW. Mnohé zemědělské podniky jsou již těmito soupravami pro orbu vybaveny.

Literatura

- HUNT, D.: Farm power and machinery management. Iowa State University Press 1977.
 OUBRECHT, J.: Různé metody výpočtu energetické nasycenosti pracovního času strojů v zemědělství. Zeměd. Techn., 21, 1975, č. 2, s. 117-129.

Došlo dne 2. 4. 1979

ОУБРЕХТ, Й. (Сельскохозяйственный институт, Прага - Сухдол): Оптимализация размеров сельскохозяйственной машины. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2) : 99-105.

Оптимализация размеров машины, вычисленная на основе минимизации годовых затрат на агрегат, — это один из методов отбора машин для полеводства. Оптимальные размеры, вычисленные на основе минимизации всех затрат, включая потерь финального продукта при преждевременном завершении операции, гораздо больше, чем при расчетах без пеней при несоблюдении сроков. Мы исходим из правила, что лишь в исключительных случаях операцию можно провести в оптимальный срок, поэтому несоблюдение срока штрафует, что увеличивает размеры машины и сокращает время, необходимое для завершения операции. Интервал времени сокращается до оптимума, а дальнейшее его сокращение ведет к чрезмерному росту удельной цены машины и, следовательно, твердых расходов.

OUBRECHT, J. (University of Agriculture, Praha - Suchdol): *The Optimal Size of a Farm Machine*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2) : 99-105.

Optimization of the size of a farm machine, calculated according to the minimization of annual costs of a machine combination, is one of the methods currently used in the course of choosing farm machines. The optimal size of a machine, calculated according to the minimization of all costs including losses in relation to the final product if the operation has not been finished in time, is much higher than when it is calculated excluding the penalties for delay. The calculations are based on a principle that only exceptionally can the operation be finished within the optimal time interval. Therefore penalties for delay are imposed, which increases the size of the machine and reduces the time required to finish the operation. The time interval is reduced to the optimal level. Further reduction in the time interval increases very much the specific price of the machine, and simultaneously the fixed costs.

OUBRECHT, J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha - Suchdol): *Optimierung der Größe einer Landmaschine*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2) : 99-105.

Die auf Grundlage der Minimierung der jährlichen Kosten für die Anlage berechnete Optimierung der Größe einer Landmaschine stellt eine der Methoden dar, die gegenwärtig bei der Auswahl der Maschinen für die Feldproduktion verwendet werden. Die optimale Maschinengröße, die auf Grundlage der Minimierung sämtlicher Kosten, einschließlich der Verluste am Endprodukt bei Nichteinhaltung des Termins der Arbeitsgangsbeendigung berechnet wurde, ist wesentlich höher als bei der Berechnung ohne Vertragsstrafe für Nichteinhaltung des Termins. Wir gehen vom Grundsatz aus, daß nur in Ausnahmefällen der Arbeitsgang in einem optimalen Zeitintervall durchgeführt werden kann. Deshalb wird die Nichteinhaltung des Termins bestraft, wodurch die Größe der Maschine steigt und die zur Beendigung des Arbeitsganges notwendige Zeit verkürzt. Das Zeitintervall verkürzt sich auf ein optimales Maß. Eine weitere Verkürzung des Zeitintervalles führt zu einer ziemlich großen Steigerung des spezifischen Preises, und dadurch auch zur Steigerung der konstanten Kosten.

Adresa autora:

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

Výběr z přírůstků
Ústřední zemědělské a lesnické knihovny ÚVTIZ
z úseku zemědělská technika

Uvedené publikace je možné si vypůjčit osobně nebo písemně v ÚZLK, výpůjční oddělení, 120 56 Praha 2, Slezská 7. Výpůjční doba: pondělí až pátek od 9 do 18 hodin. U každé žádané publikace uveďte signaturu.

FILA, L.

C 18.585/151

Kultúrnövényeink levéltrágyázása.

Budapest, Mezőgazdasági és élelmészügyi minisztérium információs központja 1977. Nestr., 4 obr., 2 tab. Új eljárások 151. (Letadlo — hnojení — použití)

C 15.353/1978/29

Pneumatische Einzelkornsämaschine Gaspardo SP-510. Hersteller: Fa. Gaspardo. I-33075 Morsano. AL Tagliamento. Anmelder: Fa. Hans Prillinger. A-4600 Wels.

Wieselburg a. d. E., Bundesversuchs- u. Prüfungsanstalt f. landw. Maschinen u. Geräte 1978. 10 s., obr., tab. Prüfbericht 029/78. (Seci stroje — pneumatické — GASPARDO SP-510 — zkoušení — Rakousko — zprávy)

C 22.144/33

Renovating grass fields with a renovation seeder.

Lexington (Kentucky), U. S. D. of agric. (1976), 1 list, 2 obr. ID-33. (Seci stroje — travní — pastviny — obnova)

D 50.847/2503

Potatissättare EHO 480 Kombi. Anmälare och tillverkare: EHO Kone Oy, NAKKILA, Finland.

Uppsala, Statens maskinprovningar 1979. 11 s., 3 obr., 3 tab. Meddelande 2503. (Sazeče brambor — EHO 480 Kombi — zkoušení — Švédsko — zprávy)

D 69.220

2. Wissenschaftliche Arbeitstagung Mechanisierung der Zuckerrübenproduktion vom 10. bis 12. Oktober 1978 in Halle und Querfurt. Autorreferate.

Halle, Martin Luther-Universität 1978. Přeruš. str. (Cukrovka — pěstování — mechanizace — sborník mezinárodní)

KOFMAN, P. D.

D 56.712/169

Het SIA snoeiwerktuig.

Wageningen, Rijksinstituut voor onderzoek in de bos-en landschapsbouw „De Dorschkamp“ 1978. S. 129-134, 3 tab., 2 grafy, 4 obr. Mededeling 169. (Odvětvoače — pojizdné — SIA — výzkum — Holandsko)

POROVNÁNÍ VLASTNOSTÍ HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ S PŘEVODOVÝMI MECHANISMY U ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

J. Roh

ROH, J. (Vysoká škola zemědělská, Praha - Suchbátka): *Porovnání vlastností hydraulických mechanismů s převodovými mechanizmy u zemědělských strojů*. Zeměd. Techn., 26, 1980 (2) : 107-122.

V článku se vychází z obecných vlastností hydraulických mechanismů. Podrobně je zvážena vliv jednotlivých vlastností na zemědělské stroje v rostlinné výrobě. Vlastnosti jsou bodovým způsobem ohodnoceny a výsledek je uveden graficky.

hydraulické mechanizmy; převodové mechanizmy; rostlinná výroba; hodnocení

V současné době dochází k širokému uplatnění hydraulických mechanismů u zemědělských strojů. Výrobci se snaží o jejich další použití. Spotřebitelé, mají-li výběr, naopak zvažují, jsou-li pro ně výhodnější stroje s mechanickými nebo hydraulickými převody. Rozhodnutí není snadné, protože stroje s hydraulickými převody bývají často podstatně dražší. Spotřebitel by tedy měl v plné míře znát vlastnosti stroje s hydraulickými převody, aby mohl zodpovědně posoudit, zda má takové přednosti, které vyváží zvýšené pořizovací náklady. Stejně znalosti však by měl mít i výrobce, aby mohl použít hydraulické mechanizmy především tam, kde se jejich výhody uplatní v plné míře, kdežto nevýhody naopak stroj příliš neovlivní.

Obecné vlastnosti hydraulických mechanismů jsou známy. Pro naše účely není nutné se zabývat jednotlivými hydraulickými prvky. Naopak je výhodnější brát v úvahu vlastnosti hydraulických mechanismů jakožto zařízení pro přenos energie od zdroje ke spotřebiči. Ve srovnání s mechanickými převody se jeví vlastnosti hydraulických mechanismů jako :

1. výhodné,
2. ekvivalentní,
3. nevýhodné.

Je tedy možné zvážit jednotlivé vlastnosti mechanismů hydraulických, porovnat je s mechanickými převody a stanovit, do které příslušná vlastnost patří. Dále je možné příznivé vlastnosti hodnotit +1 bodem,

ekvivalentní 0 body a nevýhodné —1 bodem. Celkově je možné hodnotit analyticky i graficky. Takové hodnocení má však ten nedostatek, že je stejně ceněn význam jednotlivých vlastností. U konkrétního zařízení je však možné klást důraz na některou vlastnost, tu hodnotit více body a potom získat jiný celkový součet bodů. Nemělo by se však stát, že vlastnost hodnocená na základě obecných kritérií jako výhodná, bude považovaná za nevýhodnou a naopak. Tam, kde se srovnání jeví za určitých podmínek jako výhodné a za jiných podmínek jako nevýhodné, je vlastnost hodnocená 0 body. Rozbor je nutné dělat ve všech skupinách uplatnění hydraulických mechanismů u zemědělských strojů samostatně. To znamená ve skupinách pro :

1. řízení,
2. ovládání,
3. pohon mechanismů,
4. pohon pojezdových kol.

1. Snadno a jednoduchými mechanismy se dají přenášet velké síly a točivé momenty

Řízení: Jednoduché hydraulické vedení nahradí klouby a táhla
body +1

Ovládání: Na ovládání různých pracovních mechanismů a dopravníků, zejména u sklizňových strojů, musely být často složité pákové mechanismy
body +1

Pohon mechanismů: Odpadá radiální namáhání hřídelí a ložisek, která způsobují převodové mechanismy. Snadný pohon mechanismů vůči motoru pohyblivě uložených a vzdálených. Snadné dosažení velkého převodu u mechanismů s malou frekvencí otáčení a velkým točivým momentem
body +1

Pohon pojezdových kol: Při velké vzdálenosti mezi motorem a pojezdovými koly jsou mechanické převody složité a působí na ně prostředí, jako deformace rámu, olej, prach a voda. Obtížně se řeší plynulá změna pojezdové rychlosti a klínové řemeny variátorů i spojky často prokluzují
body +1

2. Snadný rozvod energie i na málo přístupná místa

Řízení: Tuto vlastnost je možné pro řízení směru jízdy i regulaci činnosti mechanismů považovat za ekvivalentní
body 0

Ovládání: Nahrazením mnoha pákových a lanových převodů se zjednodušuje konstrukce a zvyšuje bezpečnost práce
body +1

Pohon mechanismů: Umožňuje pohon širokozáběrových agregátů, pohon mechanismů pohyblivých vůči zdroji energie, pohon mechanismů s mimoběžnými osami otáčení, stavebnicové řešení stroje, řešení stroje podle technologických požadavků bez ohledu na přenos energie. To znamená, že zdroj energie může být umístěn kdekoli na stroji nebo i mimo stroj
body +1

Pohon pojezdových kol: Pojezdová kola mohou být umístěna kdekoli vůči zdroji energie, mohou být i na okraji širokozáběrového agregátu. Kola nemusí být v ose kolmé na směr jízdy a může jich být libovolný počet podle potřeby snadno změněn
body +1

3. Snadná a plynulá měnitelnost rychlosti

Řízení: Tato vlastnost je vhodná zejména pro regulaci činnosti pracovních mechanismů (např. tříbodový závěs hydrauliky traktoru) a pojezdové rychlosti stroje

body +1

Ovládání: Pro ovládání mechanismů stroje není tato vlastnost podstatná

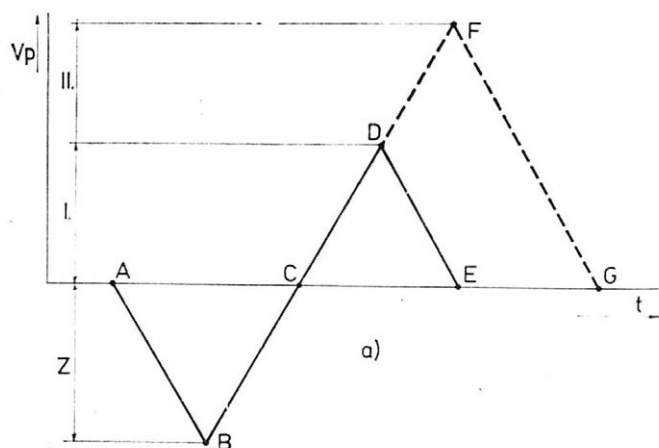
body 0

Pohon mechanismů: Plynulá změna rychlosti se používá u různých mechanismů, jako je přihráňč, sběrač, mláticí mechanismus, ventilátor a bylo by vhodné ji rozšířit i na některé další mechanismy. Variátory sice tento problém řeší, ale komplikují převod. Regulační hydraulické prvky jsou zase podstatně dražší. Výhoda je pouze tam, kde lze pro malý výkon použít regulaci škrcením průtoku

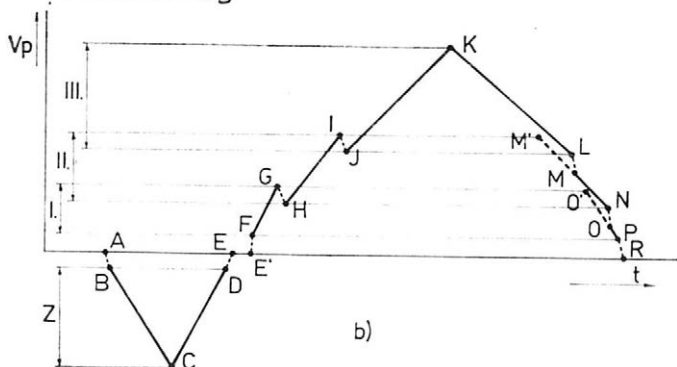
body 0

Pohon pojezdových kol: Plynulá změna rychlosti ve velkém rozsahu je pro tento účel mimořádně příznivá, protože zjednodušuje obsluhu tím, že odpadá spojkový pedál, často i brzdový pedál a řadicí páka. Při změně pojezdové rychlosti bez řazení a při snadném přechodu na zpětný chod odpadá mnoho pracovních úkonů a podstatně se zkracují ztrátové časy, zejména na souvrati, ale i např. při sklizni obilovin v polehlém porostu. Plynulá změna rychlosti a tím stejné zrychlení zlepšuje podmínky pro obsluhu. Umožňuje využívat automatické regulace tak, aby se dosáhlo optimální průchodnosti. Dále umožňuje využít vedlejších účinků plynulé regulace, jako je řízení směru jízdy různou rychlostí hnacích kol. Jak vypadá průběh změny pojezdové rychlosti (V_p) v závislosti na čase (t) při regulaci pojezdové rychlosti mechanickým variátorem předřazeným před třístupňovou převodovkou, vidíme z obr. 1b, kdežto průběh změny (V_p) při regulaci průtoku hydrogenerátorem je na obr. 1a. Při regulaci pojezdové rychlosti s mechanickým variátorem nelze vůbec regulovat v oblasti blízké nulové rychlosti mezi body (A, B a D, F) při jízdě dopředu i dozadu. Další nevýhodou je, že je třeba určitý čas na přeřazení jednotlivých stupňů, což se projeví zejména při změně smyslu pohybu stroje. Při dobře řešeném variátoru, který má značné překrytí rozsahu jednotlivých rychlostních stupňů, se může přeřadit tak rychle, že pojezdová rychlost poklesne na počátek intervalu dalšího převodového stupně. Většinou se to nepodaří a pojezdová rychlost klesne tak, že se při zapínání pojezdové spojky stroj opět rozbíhá. Při jízdě vpřed obvykle nejsou závažné problémy se řazením rychlostí, protože se nejčastěji pracuje v intervalu prvního nebo druhého převodového stupně. Problém vzniká tehdy, když je třeba pracovat při pojezdové rychlosti na hranici mezi dvěma intervaly. V tomto případě se musí často měnit rychlostní stupeň, nebo stroj nepracuje při optimální pojezdové rychlosti. Mnohem horší je situace při řazení zpětného chodu. Stroje je třeba brzděním zastavovat, pro snažší přeřazení snížit rychlost motoru, sešlápnout spojku a přeřadit rychlost. Obsluha musí vykonat mnoho úkonů a potřebuje k tomu poměrně dlouhý čas.

Z obr. 1b je patrné, že stroj se nejprve rozjíždí dozadu za současného prokluzu spojky mezi body (A, B). Variátorem je možné nastavit maximální pojezdovou rychlost a opět snížit na minimum podle čáry mezi body (B, C, D). Z bodu (D) je možné se dostat na nulovou rychlost do bodu (E) pouze brzděním. Protože nyní je potřebný určitý čas na přeřazení prvního rychlostního stupně, nastane určitá časová prodleva z bodu



1. Regulace pojezdové rychlosti: a) hydrostatický pohon s regulačním hydrogenerátorem, popřípadě i s regulačním hydromotorem, b) s mechanickým variátorem a třístupňovou převodovkou — Control of the speed of riding: a) hydrostatic drive with controlling hydraulic generator, and/or controlling hydraulic motor, b) with mechanical speed variator and three-speed gear-box



(E) do bodu (E'). Za prokluzu spojky se stroj rozjíždí mezi body (E', F). Z bodu (F) do bodu (G) probíhá regulace variátorem při zařazeném prvním převodovém stupni. Při přechodu na druhý převodový stupeň klesne pojezdová rychlost na počátek regulačního rozsahu druhého převodového stupně v bodě (H) a nyní se může opět zvyšovat variátorem do bodu (I). Čára mezi body (I, J) opět značí řazení již třetího převodového stupně a čára mezi body (J, K, L) značí regulaci při třetím převodovém stupni, kdy byla dosažena maximální pojezdová rychlost a opět snížena na minimum při řazeném třetím převodovém stupni. Při přechodu druhého převodového stupně poklesne pojezdová rychlost z bodu (L) do (M). Bylo ovšem možné řadit druhý převodový stupeň poněkud dříve, protože jeho regulační rozsah sahá až k bodu (M'). Při druhém převodovém stupni poklesne pojezdová rychlost až do bodu (N). Při řazení se sníží na hodnotu odpovídající bodu (O), nebo opět při předčasném řazení do bodu (O'). Při prvním převodovém stupni poklesne pojezdová rychlost do bodu (P) a pak se již může měnit pouze brzděním do bodu (R), kdy je stroj zastaven.

Vidíme, že změna pojezdové rychlosti je sice plynulá v určitých intervalech, ale mezi těmito intervaly se zpomaluje rychlost jízdy, nebo zase náhle zrychluje, což nepříznivě působí nejen na převodové mechanismy stroje, ale i pro samotnou obsluhu. Naproti tomu při hydrostatickém pohonu se mění pojezdová rychlost plynule v celém rozsahu regu-

lace. Z bodu (A) — podle obr. 1a — lze plynule zvětšovat zpáteční rychlost až do bodu (B). Z tohoto bodu je možné plynule stroj zastavit až do bodu (C), a dále plynule zvětšovat pojezdovou rychlost stroje vpřed až do bodu (D). Dále je možné plynule snižovat rychlost do bodu (E), kdy je stroj opět zastaven, nebo v bodě (D) přejít na regulaci hydro-motoru a pojezdovou rychlost postupně zvyšovat až do bodu (F) a dále ji snižovat na nulovou hodnotu do bodu (G). Celý tento regulační proces dělá obsluha jedinou pákou při rovnoměrně zrychleném anebo zpožděném pohybu stroje. Obsluha přestaví ovládací páku ze střední polohy do jedné krajní polohy a odtud do druhé krajní polohy. Nakonec páku vrátí do střední polohy. Obsluha dělá touto pákou celkem tři pohyby. Někdy bývá regulace pojezdové rychlosti spojená s mechanismem řízení, takže není nutná ani zvláštní páka.

Naproti tomu při regulaci s mechanickým variátorem předřazeným před převodovku musí řidič sedmkrát sešlápnout pedál spojky, sedmkrát přestavit rychlostní páku, 12× přestavit páku rozváděče ovládajícího pojezdový variátor a dvakrát stroj zabrzdit. Celkem vykoná 28 úkonů, a to ještě předpokládáme řazení bez snižování rychlosti motoru. Během regulačního procesu obsluha používá dva nožní pedály a dvě ruční páky. Obsluha stroje je v tomto případě mnohonásobně více zatížená, než při použití hydrostatického pohonu.

body +1

4. Snadné jištění proti přetížení

Řízení: Pro tento účel se jeví hydraulický způsob jištění jako jediný, který v plné míře plní veškeré požadavky, tj. zabraňuje poškození mechanismu vlivem vnějších sil a přitom téměř nemůže porušit spoj např. mezi volantem a řídicími koly

body +1

Ovládání: Pro ovládací prvky není tato vlastnost využívána

body 0

Pohon mechanismů: Mechanická pojistná spojka musí být seřizena asi na dvojnásobný točivý moment než je jeho maximální provozní hodnota, jinak by často prokluzovala, zahřívala by se a opotřebovávala. Hydraulický prvek lze seřadit na hodnotu asi o 20 % vyšší, než je maximální provozní tlak, který odpovídá maximálnímu točivému momentu. Namáhání součástí odpovídá nejvyššímu dosahovanému točivému momentu, který je při hydraulickém pohonu mnohem menší a při regulaci nevznikají rázy. Velice výhodná je možnost přesně seřadit a zaplombovat regulační prvky některých choulolistivých mechanismů. Stejně výhodná je i možnost snadné dálkové regulace točivého momentu, jako např. u přiháněče ve stojatém nebo polehlém obilí, u průběžného šnekového dopravníku sklízecí mlátičky a jinde. Tlakový ventil usnadňuje jištění přímočarých pohybů, které se jinak jistí velmi obtížně. Při činnosti pojistného prvku není nebezpečí, že by se poškodil, protože vzniklé teplo se odvádí kapalinou do obvodu. Naproti tomu mechanické pojistné prvky se velmi rychle poškodí. Hydraulické pojistné prvky nevyžadují náhradní díly jako střížné kolíky, díly zubové spojky apod.

body +1

Pohon pojezdových kol: Pojištění pohonu pojezdových kol je zvláště výhodné u sklizňových strojů, u kterých může být pojezdový mechanismus dimenzován na mnohem menší výkon, než který odpovídá výkonu spalovacího motoru

body +1

5. Možnost průběžné kontroly funkce mechanismů

Řízení: Není účelné

body 0

Ovládání: Není účelné

body 0

Pohon mechanismů: Umožňuje sledovat technický stav mechanismů a zabránit jejich většímu poškození. Např. na souvrátí lze sledovat točivý moment (tlak oleje), protože $M_t = f(p)$ jednotlivých mechanismů, dále funkci mechanismů a otupení jejich nástrojů. Např. u sklízecí řezačky by mohla obsluha dostat přesnou závislost mezi tloušťkou vrstvy v ústí řezačky (zdvihem přítlačného válce) a tlakem v hydraulickém obvodu. Při vyšším tlaku by se musely nože naostřit. Znalost zatížení (např. kosy žací lišty a nožového bubnu řezačky) by umožnila automaticky a správně přizpůsobit jezdovou rychlost stroje

body +1

Pohon jezdových kol: V tomto případě se možnosti průběžné kontroly točivého momentu nevyužívá. Na svahu při jízdě do kopce by bylo možné usuzovat na sklon, jestliže by obsluha znala závislost změny tlaku kapaliny, tj. točivého momentu na stoupání stroje

body 0

6. Malá hmotnost a malý rozměr hydraulických prvků

Řízení: Má-li být porovnáno hydraulické zařízení pro řízení směru jízdy bez posilovacího účinku s podobným mechanickým zařízením, pak stačí počítat u volantu s jednoduchým hydrostatickým převodníkem o hmotnosti do 7 kg a u řídicích kol s přímočarým hydromotorem o hmotnosti do 10 kg. Pro řízení směru jízdy stroje o takové hmotnosti, při které není nutný posilovač řízení, lze předpokládat celkovou hmotnost hydraulického zařízení do 20 kg. Mechanická převodovka řízení s potřebnými táhly by měla přibližně stejnou hmotnost

body 0

Ovládání: Tento problém je třeba zvažovat v konkrétním případě, protože při malé vzdálenosti a malé ovládací síle bude mít patrně větší hmotnost hydraulické zařízení, kdežto při větší vzdálenosti a větší síle tomu bude naopak

body 0

Pohon mechanismů: Např. hydrogenerátor SPV 23 má hmotnost 77 kg a hydromotor SMF 23 má hmotnost 46 kg. Včetně hydraulického vedení, chladiče oleje, nádrže i mechanických částí je možné počítat s hmotností hydrostatického převodu pro výkon 40 kW asi 250 kg. Vezmeme-li pro srovnání mechanický převod s variátorem, pak jeho hmotnost pro uvedený výkon nedosáhne 100 kg. Jestliže se bude zvětšovat vzdálenost poháněného mechanismu od energetického zdroje, bude se situace měnit ve prospěch hydrostatického převodu. Tato vzdálenost je však omezená délkou a hospodárným průměrem hydraulického vedení. S délkou vedení rostou ztráty na tlaku kapaliny, s nimiž je nutné se smířit, nebo se musí zvětšit průměr hydraulického vedení.

Pro stanovení průměru delšího vedení, které má stejný odpor jako vedení původní, platí přibližný vztah:

$$d_2 = \sqrt[4]{\frac{L_2}{L_1}} \cdot d_1$$

kde: d_1 — průměr původního vedení

d_2 — průměr nového vedení

L_1 — délka původního vedení

L_2 — délka nového vedení

Zanedbá-li se nehomogenost hydraulického vedení v jeho průřezu, platí:

$$G_2 = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \cdot G_1$$

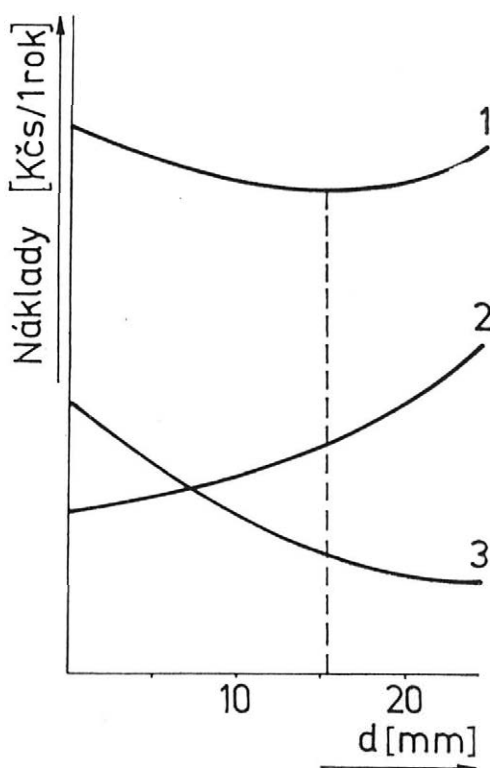
kde: G_1 – původní hmotnost
 G_2 – hmotnost nového vedení

Volba světlosti hydraulického vedení vychází z tzv. hospodárného průměru vedení (obr. 2), který je ovlivněn:

1. pořizovací cenou a odpisy,
2. provozní dobou,
3. ztrátami energie a náklady na chlazení kapaliny,
4. provozním tlakem,
5. konstrukčními hledisky,
6. funkčními vlastnostmi zařízení, požadavky na údržbu apod.

2. Vliv světlosti hydraulického vedení na provozní náklady – The effect of the inner diameter of the hydraulic system on the operating costs

- 1 – celkové provozní náklady
- 2 – pořizovací cena hydraulického vedení
- 3 – cena ztracené energie



Jestliže je mezi hydrogenerátorem a hydromotorem poměrně velká vzdálenost, pak je třeba vzít v úvahu i elektrickou transmissi. Je známo, že elektrické převodníky jsou asi pětikrát až osmkrát těžší než hydraulické. Srovnáme-li uvedené hydraulické prvky výroby ZTS Dubnica nad Váhom s elektrickými, potom elektrický generátor s elektromotorem pro stejný výkon 40 kW mají dohromady hmotnost přibližně 700 kg. Rozdíl činí 450 kg. Elektrické vedení 1 bm $4 \times 16 \text{ mm}^2$ má hmotnost cca 1,0

kg. Při požadavku nízkých ztrát na velkou vzdálenost by se použilo hydraulické vedení přibližně JS 50, pro hlavní vedení a pro odpadní olej JS 13. Hydraulické vedení 1 bm, které má dvě trubky průměru 50 mm a jednu 13 mm, má hmotnost cca 10 kg. Při vzdálenosti mezi hydrogenerátorem a hydromotorem 50 m má elektrické vedení hmotnost 50 kg, kdežto hydraulické vedení 500 kg. Hydraulické vedení je tedy těžší o 450 kg, což je stejná hodnota, o kolik jsou naopak hydraulické prvky lehčí. Tato vzdálenost vyhovuje pro pohon všech mechanismů mobilních zemědělských strojů. U stacionárních strojů je situace odlišná zejména tam, kde je k dispozici elektrická energie, protože odpadá hmotnost elektrického generátoru. V tomto případě má elektromotor hmotnost asi 300 kg. Při rozdílu hmotností elektrických prvků a hydraulických prvků, tj. $300 - 250 = 50$ kg, je hydrostatický převod vhodný pouze pro velmi krátké vzdálenosti

body 0

Pohon pojezdových kol: Jestliže pohon pracovních mechanismů může být řešen s regulací otáček v určitém omezeném rozsahu, pak pohon pojezdových kol musí být řešen s regulací otáček od nuly do maxima. Pro takový účel musí být převodové mechanismy mnohem složitější, a proto je větší i jejich hmotnost. Pohon pojezdových kol bývá proti pohonu mechanismů rozšířen o spojku, víceúhlovou převodovku a diferenciál. Tato skupina má pro předpokládaný výkon 40 kW hmotnost 180 až 250 kg. Je tedy zřejmé, že malá hmotnost hydraulických prvků je pro pohon pojezdových kol samojízdných zemědělských strojů velkou výhodou. Naproti tomu pro pohon traktorů nemá smysl, protože se jejich hmotnost často zvyšuje i přídatným závažím. Zde se může uplatnit pouze malý rozměr hydraulických převodníků

body +1

7. Snadná reverzace pohybu

Řízení: Rychlost reverzace je dána velmi malou časovou konstantou rozběhu hydromotorů, protože hmota jejich pohyblivých částí je malá a spojení s hydrogenerátorem je téměř tuhé. Brzdící účinek hydromotorů bývá o 50 % až 100 % větší než rozběhový točivý moment nebo síla přímočarého hydromotoru. Tato přednost se uplatňuje nejen při řízení směru jízdy, ale hlavně při regulaci činnosti mechanismů

body +1

Ovládání: Reverzace pohybu lze dosáhnout plynule regulací hydrogenerátoru nebo stupňovitě za použití rozváděčů. Ve srovnání s mechanickými prvky vhodnými pro reverzaci pohybu je zejména rozváděč mnohem jednodušší a spolehlivější.

body +1

Pohon mechanismů: V pohonu rotačních mechanismů se vyskytuje reverzace pohybu pouze u některých dopravníků, naproti tomu u mechanismů s přímovratným pohybem, jako jsou nakladače, jeřáby a podobně, je tato vlastnost velkou předností a plně se využívá. Reverzace probíhá velmi rychle a bez rázů. Je možné použít i přímočarých hydromotorů pro pohon s vysokou frekvencí, popřípadě i vibrátorů

body +1

Pohon pojezdových kol: Zejména sklizňové stroje vyžadují často měnit smysl pohybu. Při použití hydrostatického pohonu probíhá změna smyslu jízdy mnohem rychleji, při plynulé změně zrychlení a při podstatně menších nárocích na obsluhu

body +1

8. Snadné blokování pohybu

Řízení: Pro řízení se neuplatní body 0

Ovládání: Téměř všechny ovládací mechanismy vyžadují, aby nastavená nová poloha byla přesně zachovávána. Hydraulické mechanismy to umožňují a při použití hydraulického zámku umožňují blokovat pohyb velice bezpečně body +1

Pohon mechanismů: V pohonu rotačních mechanismů se neuplatní. Naproti tomu je tato vlastnost velice výhodná u strojů pracujících s přerušovaným pohybem, jako jsou jeřáby, bagry, nakladače apod. body 0

Pohon pojezdových kol: Při zastavení stroje s hydrostatickým pohonem pojezdových kol je nastaven nulový průtok hydrogenerátoru, a proto se hydromotory nemohou otáčet. To znamená, že je stroj bezpečně zabrzděn a také jej nelze spustit, je-li roztahován jiným tahačem body +1

9. Příznivá charakteristika točivého momentu nebo síly hydromotorů

Řízení: Pro řízení se neuplatňuje body 0

Ovládání: Volba parametrů hydromotoru a tlaku i proudu kapaliny je důležitá, aby se dosáhlo požadovaných vlastností ovládacího zařízení body +1

Pohon mechanismů: Má-li rotační hydromotor konstantní geometrický objem, je jeho točivý moment v celém rozsahu otáček téměř stálý, závislý na tlaku kapaliny

$$M_t = f(p) \quad F = f(p)$$

Tlaku je úměrná i síla přímočarých hydromotorů. Většina mechanismů zemědělských strojů vyžaduje trvale stejný točivý moment při konstantních otáčkách, nebo v daném rozsahu regulace. Pro tyto mechanismy je hydrostatický pohon výhodný. Pouze ventilátory vyžadují při vyšších otáčkách větší točivý moment, a proto charakteristika točivého momentu neodpovídá požadavkům ventilátorů. Pro mnohé mechanismy je výhodné značné rozpětí mezi jmenovitým a maximálním točivým momentem, tj. tlakem kapaliny. Tento rozsah skýtá rezervu pro případné přetížení mechanismů body +1

Pohon pojezdových kol: Pro pojezdové mechanismy je přímo ideální charakteristika plynoucí ze spojení obou regulačních převodníků, ale přijatelná je i dvoustupňová převodovka. V oblasti pracovních rychlostí je točivý moment konstantní, což je pro dobrý pracovní režim stroje nutné. Při vyšší pojezdové rychlosti točivý moment klesá, to však při transportu není na závadu body +1

10. Konstrukční volnost

Řízení: Umožňuje používat univerzální řídicí systém pro řízení směru jízdy vhodný k různým strojům. Umožňuje libovolné umístění různého počtu volantů. Bez komplikací se dosahuje značného zesílení síly vyvinuté obsluhou, což umožňuje řídit těžké stroje. Tato vlastnost je výhodná při konstrukci automatických regulačních zařízení body +1

Ovládání: Ovládací zařízení mohou být univerzální a snadno se řeší tak, aby nepřekážela při konstrukci vlastního pracovního mechanismu body +1

Pohon mechanismů: Mechanismy mohou být řešeny výhradně podle technologických požadavků, není nutné brát zřetel na uložení motoru, na soucnost hřídelí, výkyv mechanismů apod. body +1

Pohon pojezdových kol: Hnací kola s vestavěným hydromotorem mohou být univerzální pro více různě těžkých strojů. Nosnost podvozku a hnací síla se může řídit počtem kol. Snadno se řeší pohon řízených kol. Při poruše mohou být kola zaměnitelná i s hydromotorem. Umístění pojezdových kol může plně odpovídat rozložení hmotnosti stroje a technologickým požadavkům body +1

11. Možnost akumulovat energii

Řízení: Pro tento účel se nevyužívá body 0

Ovládání: Tato činnost vyžaduje zpravidla krátkodobý přívod velkého množství energie. Akumulátory umožňují snížit výkonnost hydrogenerátorů, jejich rovnoměrné zatížení a zrychlení ovládacího procesu body +1

Pohon mechanismů: Pro tento účel se akumulátory neuplatňují, je však otevřená otázka pohonu mechanismů s přerušovaným pohybem body 0

Pohon pojezdových kol: K tomuto účelu se akumulátory nepoužívají. Za úvahu by ovšem stálo použití hydraulických akumulátorů pro startování spalovacích motorů. Zejména u velkých spalovacích motorů by bylo vhodné použít hydraulický akumulátor a po dobu startu využít hydrogenerátor ve funkci hydromotoru. Akumulátor by se plnil za provozu. Nouzové plnění při opakovaném startu by se provedlo malým hydrogenerátorem poháněným elektromotorem napájeným malým provozním elektrickým akumulátorem.

Pro spalovací motor 170 kW se používá spouštěč o výkonu 4,4 kW.

Hmotnost elektrických akumulátorů $2 \times 150 \text{ Ah} = 124 \text{ kg}$

Hmotnost elektrického akumulátoru $1 \times 35 \text{ Ah} = 16 \text{ kg}$

Hmotnost spouštěče 22 kg

Při střední hodnotě tlaku v akumulátoru $p = 10 \text{ MPa}$ je nutný průtok $Q = \frac{P}{p} = \frac{4,4}{10} = 0,44 \text{ dm}^3 \text{ s}^{-1}$. Předpokládáme-li start nejdéle 20 s,

musí mít akumulátor objem $V = 0,44 \cdot 20 = 8,8 \text{ dm}^3$. Hmotnost akumulátoru o objemu 10 dm^3 pro maximální tlak 16 MPa činí 15 kg a s olejem přibližně 25 kg. Hmotnost plnicího hydrogenerátoru a elektromotoru s potřebným hydraulickým vedením lze odhadnout na 15 kg.

Starý způsob: $124 \text{ kg} + 22 \text{ kg} = 146 \text{ kg}$

Nový způsob: $16 \text{ kg} + 25 \text{ kg} + 15 \text{ kg} = 56 \text{ kg}$

Rozdíl ve prospěch navrhovaného způsobu: $146 \text{ kg} - 56 \text{ kg} = 90 \text{ kg}$.

Menší hmotnost by mohl mít i zdroj elektrického proudu.

Systém s hydraulickým akumulátorem by měl velkou výhodu ve zdroji velkého točivého momentu na začátku startování, kdy je v akumulátoru nejvyšší tlak; kdyby se vyřešila změna geometrického objemu

hydrogenerátoru (pracujícího jako hydromotor) v průběhu startování, bylo by možné snadno dosáhnout vysokých startovacích otáček spalovacího motoru, a tedy naprosto spolehlivého startu body 0

12. Hydrostatické pohony jsou téměř kinematicky pevné

Řízení: Ve srovnání s mechanickým systémem je určitá nevýhoda zejména u směrového řízení, kde naprostá tuhost mechanického systému lépe vyhovuje body -1

Ovládání: Plně vyhovuje body 0

Pohon mechanismů: Prokluz řemenů je sice jistou nevýhodou mechanické transmise, ale hydraulickými převodníky se nedosahuje snadno takové synchronizace pohybu, kterou může zaručit jen mechanická transmise body 0

Pohon pojezdových kol: S ohledem na značný prokluz řemenů variátoru lze považovat hydrostatický pohon z tohoto hlediska za výhodnější body +1

13. Kapalina slouží k přenosu energie hydraulické i tepelné

Řízení: Nevyužívá se body 0

Ovládání: Nevyužívá se body 0

Pohon mechanismů: Umožňuje citlivější seřízení pojistných prvků. Mechanické pojistné prvky by se při časté regulaci zahřívaly a brzy poškodily, kdežto teplo vzniklé při přepouštění kapaliny přes pojistný ventil se rozvádí do celého obvodu body +1

Pohon pojezdových kol: Nevyužívá se body 0

14. Klidný a plynulý chod bez rázů

Řízení: Nijak výrazně se neuplatňuje body 0

Ovládání: Velmi výhodná vlastnost při přestavování mechanismů o větší hmotnosti nebo při naklánění celého stroje body +1

Pohon mechanismů: Velmi výhodné u mechanismů s přerušovaným pohybem, jako jsou nakladače, bagry, jeřáby apod. Výhodné pro pohon mechanismů, které by musely být poháněny kloubovým hřídelem. Odstraňuje nerovnoměrnost pohybu a tím šetří stroj. Nevznikají vibrace způsobené dlouhými řetězovými nebo řemenovými převody. Snížením hluku mechanických převodů a při klidném chodu stroje klesá únava obsluhy a zvyšuje se výkonnost stroje. Nevznikají rázy při rozběhu mechanismů, např. při zapínání šnekového dopravníku některých sklízecích mlátiček body +1

Pohon pojezdových kol: Příznivě působí na obsluhu odstraněním náhlých zrychlení při rozjíždění stroje a při přerazování rychlostních stupňů body +1

15. Provozní spolehlivost

Řízení: Odpovídá mechanickému systému body 0

Ovládání: Odpovídá mechanickému systému body 0

Pohon mechanismů: Převodové mechanismy jsou často nejporuchovějšími mechanismy zemědělských strojů. Při poruše sezónního stroje se podstatně snižuje jeho roční využití. Často stroj nepracuje jen

několik hodin, ale jeho nasazení v příslušné sezóně se tím procentuálně velmi sníží. Náklady na převodové díly sklízecích mlátiček E 512 u skupiny 21 strojů sledovaných v letech 1968 až 1973 činily 31,18 % z celkových materiálových nákladů body +1

Pohon pojezdových kol: Pokud má zařízení plnit funkci plynulé regulace, je nutný řemenový variátor. Jestliže je v transmisi vložen řemenový variátor a třecí spojka, pak lze hydrostatický pohon kol považovat za spolehlivější body +1

16. Snadná údržba a zaručené mazání pohyblivých částí

Řízení: Při použití hydrostatického řídicího systému odpadá řada kloubů a mazacích míst body +1

Ovládání: Ve srovnání s mechanickým zařízením odpadá řada mazacích míst body +1

Pohon mechanismů: Podstatné zkrácení času na údržbu převodových mechanismů znamená, že se obsluha může více věnovat mechanismům pracovním, zejména při směnové údržbě. Pokud se zabrání vniknutí nečistot do hydraulického obvodu, je životnost hydraulických prvků ve srovnání s ostatními mechanismy zemědělských strojů poměrně vysoká.

Životnost hydraulických prvků se vypočítává:

$$L = \left(\frac{M_{tj}}{M_t} \right)^3 \cdot \frac{n_j}{n} \cdot k \quad (h) \quad (h)$$

kde: M_{tj} — jmenovitý točivý moment

M_t — skutečný točivý moment

n_j — jmenovitá frekvence otáčení

n — skutečná frekvence otáčení

k — konstanta závislá na druhu hydraulického prvku, bývá (2000 až 4000) h

body +1

Pohon pojezdových kol: Jestliže by musel být v transmisi vložen variátor pro plynulou změnu pojezdové rychlosti, potom je hydrostatický pojezdový mechanismus méně náročný na údržbu body +1

17. Bezpečnost provozu

Řízení: Při hydrostatickém řízení směru jízdy není 100% tuhost mezi volantem a řídicími koly, což způsobuje obtíže zejména při vyšších pojezdových rychlostech body —1

Ovládání: Mechanické ovládací prvky jsou ve srovnání s hydraulickými častěji zdrojem úrazů obsluhy, zejména u složitějších strojů body +1

Pohon mechanismů: Převodové mechanismy jsou největším zdrojem úrazů u zemědělských strojů, a proto zavedením hydrostatických převodů, kde jsou všechny pohyblivé části uzavřené, odpadly by mnohé úrazy body +1

Pohon pojezdových kol: Zejména u převodů plynulých s pojezdovým variátorem je nebezpečí úrazů poměrně značné, zvláště proto, že se variátor rozbíhá současně při spouštění spalovacího motoru body +1

18. Vyšší pořizovací náklady

Řízení: Ve srovnání s mechanickým systémem, který vyžaduje převodovku řízení a mnohdy dlouhé pákové převody, se tato nevýhoda neprojevuje body 0

Ovládnání: Pokud je nutný malý výkon, kterého je schopna přímo obsluha, a přenosová vzdálenost je malá, pak je výhodnější zařízení mechanické. Tam, kde je velká přenosová vzdálenost a výkon obsluhy nestačí pro vykonání požadovaného úkonu, je nutný posilovač a mechanický systém se natolik komplikuje i prodraží, že vysoká pořizovací cena hydraulických prvků se již neprojevuje. Protože většina ovládacích zařízení zemědělských strojů patří do této kategorie, kdy je výkon obsluhy nedostatečný, nelze považovat cenu hydraulických mechanismů za vysokou body 0

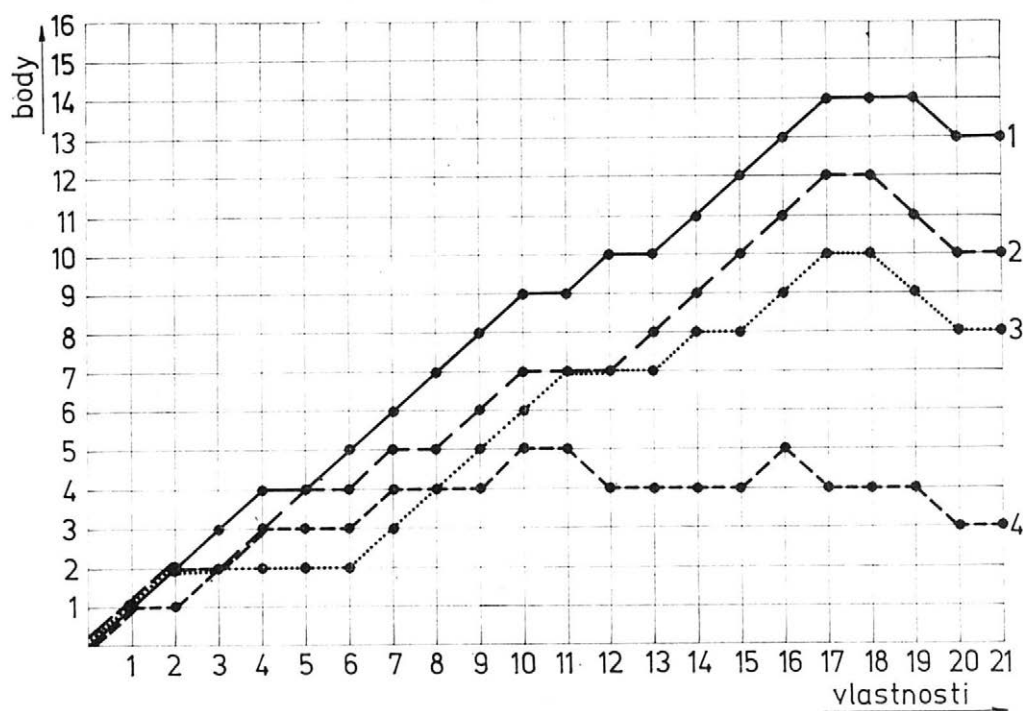
Pohon mechanismů: V této skupině je třeba opět důsledně rozlišovat: Jestliže se jedná o malou přenosovou vzdálenost a malé nároky na převod (kdy vyhovuje řemenový nebo řetězový převod, popřípadě ozubené soukolí), pak je mechanický převodový mechanismus levnější. Jestliže má transmise splňovat některé další požadavky, jako např. u nakladačů a jeřábů, potom je rozdíl mezi náklady na mechanickou a hydraulickou transmisí mnohem menší. Dále je třeba vzít v úvahu, že samotné pořizovací náklady nerozhodují o výši provozních nákladů. Vezmeme-li uvedenou sledovanou skupinu 21 sklízecích mlátiček E 512, za životnost stroje činily veškeré náklady na převodové mechanismy, tj. náklady pořizovací a náklady na opravy, celkem 78 660,— Kčs na jeden stroj. Kdybychom tento stroj osadili hydrostatickými převody, ale použitelné hydraulické prvky po ukončení životnosti stroje ještě dále použili, potom celkové náklady na převody budou pravděpodobně činit 70 160,— Kčs, což je o 8500,— Kčs méně. Do této kalkulace nejsou zahrnuty další výhody, které by hydrostatické převody poskytovaly body 0

Pohon pojezdových kol: V tomto případě je transmise dosti komplikovaná a nároky na ni jsou velké. Cena transmise u E 512 činí přibližně 27 000,— Kčs. Regulační hydrogenerátor se dvěma hydro-motory o vhodné velikosti stojí přibližně 30 000,— Kčs. Vezmeme-li v úvahu ještě další příslušenství, je pořizovací cena nesporně vyšší; budeme-li však i zde sledovat uvedené převody po celou dobu jejich životnosti, pak vyjde levnější hydrostatický převod body 0

19. Menší účinnost hydrostatických převodů

Řízení: Protože řídicí systémy vyžadují poměrně malý příkon, není tato skutečnost na závadu a neovlivňuje energetickou náročnost stroje body 0

Ovládnání: Z energetického hlediska je třeba ovládacím mechanismům věnovat velkou pozornost, a to proto, že mezi jednotlivými úkony jsou často velké přestávky, kdy běží hydrogenerátor sice s malými odpory, ale přece jen určitý příkon vyžaduje. Tyto obvody bývají energeticky předimenzované. Je to sice rezerva pro případ, že se hydrogenerátor opotřebuje, či pro jinou závadu, ale obvod má zbytečně velkou spotřebu energie. Výhodné by bylo naopak řešit tyto obvody s malým výkonem hydrogenerátoru a akumulátorem energie body —1



3. Bodové ohodnocení vlastností hydraulických mechanismů — Score evaluation of the properties of hydraulic mechanisms

Křivky:

- 1 — pohon pojezdových kol
- 2 — pohon mechanismů
- 3 — ovládání
- 4 — řízení

Vlastnosti:

- 1 — snadno a jednoduchými mechanismy se dají přenášet velké síly a točivé momenty
- 2 — snadný rozvod energie i na málo přístupná místa
- 3 — snadná a plynulá měnitelnost rychlosti
- 4 — snadné jištění proti přetížení
- 5 — možnost průběžné kontroly funkce mechanismu
- 6 — malá hmotnost a malý rozměr hydraulických prvků
- 7 — snadná reverzace pohybu
- 8 — snadné blokování pohybu
- 9 — příznivá přenosová charakteristika
- 10 — konstrukční volnost
- 11 — možnost akumulovat energii
- 12 — hydrostatické převody jsou kinematically tuhé
- 13 — kapalina slouží k přenosu energie hydrostatické a tepelné
- 14 — klidný a plynulý chod bez rázů
- 15 — provozní spolehlivost
- 16 — snadná údržba a zaručené mazání
- 17 — bezpečnost provozu
- 18 — vyšší pořizovací náklady
- 19 — menší účinnost hydrostatických převodů
- 20 — možnost znečištění a hořlavost oleje
- 21 — je nutný zdroj tlakové kapaliny

Pohon mechanismů: U většiny převodových zařízení nedosahuje účinnost hydrostatické transmise stejné hodnoty jako transmise mechanická. Výjimkou mohou být složité převody u jeřábů a podobně
body —1

Pohon pojezdových kol: Pohon pojezdových kol s mechanickou transmisí má většinou lepší účinnost. S ohledem na prokluz klínových řemenů variátoru však může být účinnost hydrostatického převodu stejná, nebo při prokluzu řemenů i větší. Firma Bautz např. uvádí, že u sklízecí mlátičky označené Titan má hydrostatický převod stejnou účinnost, jako převod mechanický
body 0

20. Možnost znečištění při úniku oleje a hořlavost oleje

Obě tyto nevýhodné vlastnosti se u samojízdných zemědělských strojů neprojevují příliš nepříznivě, ale v každém případě ve srovnání s mechanickou transmisí je třeba je hodnotit negativně.

Řízení, ovládání, pohon mechanismů, pohon pojezdových kol:
body' —1

21. Je nutný zdroj tlakové kapaliny, kdežto elektrický proud bývá k dispozici

Tato vlastnost je závažná pouze u stacionárních strojů, kdežto u samojízdných strojů se neprojevuje.

Řízení, ovládání, pohon mechanismů, pohon pojezdových kol:
body 0

ZÁVĚR

Pro správnou volbu převodových mechanismů zemědělských strojů je důležité seznámit se především s vlastnostmi mechanických a hydrostatických převodů. K tomu účelu má přispět i uvedený článek, ve kterém jsou obecné vlastnosti hydraulických mechanismů porovnávány s převody mechanickými. Jednotlivé vlastnosti jsou hodnoceny jako výhodné, ekvivalentní, nebo nevýhodné. V konkrétních případech klade výrobce i spotřebitel větší váhu na některou s uvedených vlastností, ale při tomto obecném hodnocení je míra hodnot všech vlastností stejná. Příznivé vlastnosti jsou hodnoceny +1 bodem, nepříznivé —1 bodem. Jestliže se některá vlastnost neprojevuje vůbec, nebo u některého stroje nepříznivě a u jiného příznivě, potom neobdrží žádný bod.

Výsledné bodové hodnocení je znázorněno graficky na obr. 3. Z grafu vyplývá, že největší bodový zisk, 13 bodů, mají hydraulické mechanismy používané pro pohon pojezdových kol zemědělských strojů. Pohon pracovních mechanismů zemědělských strojů obdržel 10 bodů, ovládání mechanismů 8 bodů a pouhé 3 body získávají hydraulické mechanismy používané pro řízení. Ve všech případech mají hydraulické mechanismy určité přednosti před mechanickými převody. Pokud se jeví poměrně malý počet příznivých bodů ve skupině řízení, je to zřejmě důsledek použité stejné míry hodnot všech vlastností, nebo toho, že se

např. pro pohon pracovních mechanismů strojů doposud příznivé vlastnosti hydrostatických převodů nevyužívají.

Došlo dne 22. 6. 1979

РОГ, Й. (Сельскохозяйственный институт, Прага - Сухдол): Сравнение свойств гидравлических механизмов с передаточными механизмами у сельскохозяйственных машин. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (2) : 107-122.

Статья исходит из общих свойств гидравлических механизмов. Влияние этих свойств на растениеводческие машины подробно рассматривается, свойства разделяются по баллам, а результат дан графическим способом.

гидравлические механизмы; передаточные механизмы; растениеводство; оценка

ROH, J. (University of Agriculture, Praha - Suchdol): *Comparison of the Properties of Hydraulic Mechanisms with Transmission Mechanisms in Farm Machines*. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (2) : 107-122.

General properties of hydraulic mechanisms have been taken as a starting point of the study. The effect of different properties on farm machines operating in crop production is discussed in detail. Score evaluation of the properties is given, and the result is represented graphically.

hydraulic mechanisms; transmission mechanisms; crop production; evaluation

ROH, J. (Landwirtschaftliche Hochschule, Praha - Suchdol): *Vergleich der Eigenschaften von hydraulischen Mechanismen mit den Getriebemechanismen bei den Landmaschinen*. *Zeměd. Techn.*, 26, 1980 (2) : 107-122.

Im Artikel geht man von den allgemeinen Eigenschaften der hydraulischen Mechanismen aus. Ausführlich befaßt man sich mit dem Einfluß der einzelnen Eigenschaften auf die Landmaschinen in der Pflanzenproduktion. Die Eigenschaften werden anhand eines Punktsystems bewertet und das Ergebnis graphisch dargestellt.

hydraulische Mechanismen; Getriebemechanismen; Pflanzenproduktion; Bewertung

Adresa autora:

Ing. Jiří Roh, CSc., Vysoká škola zemědělská, 160 21 Praha 6 - Suchdol

POUŽITÍ VÝPOČETNÍ TECHNIKY PRO ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ NA ZEMĚDĚLSKÝCH STROJÍCH

Význam měřicí techniky v oboru zemědělské stroje stále rychle stoupá. Tento jev souvisí s velkým objemem experimentálních prací v uvedeném oboru a se širokými možnostmi, které dnešní přístrojová technika poskytuje. Při měření na zemědělských strojích v provozních podmínkách nebo na zkušební dráze se získají rozsáhlé záznamy průběhů měřených veličin, jejichž včasné zpracování rozhodující měrou ovlivňuje produktivitu experimentálních prací, plné využití měřicí techniky a zejména rychlé využití výsledků měření v praxi. Protože navíc stoupají i požadavky na přesnost vyhodnocení a používají se stále složitější metody zpracování měření, nelze těchto náročných úkolů dosáhnout jinak, než s využitím moderní výpočetní techniky.

První část této práce se zabývá vývojem metod a technických prostředků pro zpracování naměřených hodnot od ručního zpracování oscilografických záznamů měření až po přímé zpracování magnetofonových záznamů rychlým číslicovým počítačem (Souček, 1978).

Ve druhé a třetí části jsou popsány technické prostředky potřebné pro přímé zpracování záznamů měření číslicovým počítačem a struktura vyhodnocovacího systému, který se používá v Odboru základního výzkumu Výzkumného ústavu zemědělských strojů, Praha-Chodov.

VÝVOJ METOD PRO ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ

Metody pro zpracování výsledků měření na zemědělských strojích jsou úzce spjaty se způsobem registrace naměřených fyzikálních veličin (sil, momentů, tlaků, otáček atd.). K měření těchto veličin se ve VÚZS používají nejčastěji odporové tenzometrické snímače, které převádějí relativní prodloužení měřicích prvků na změnu elektrického odporu. Výstupem měřicích zesilovačů je tedy elektrický signál (proud nebo napětí).

Tento signál je sice možné vyhodnotit přímo různými jednoúčelovými měřicími a vyhodnocovacími přístroji (např. statistickými a frekvenčními analyzátory), ale protože se zpravidla měří větší počet měřených veličin (až 20), je tento způsob nevhodný. Ukázalo se jako nezbytné naměřené průběhy registrovat a vyhodnocovat je po skončeném měření buď ihned na místě, nebo až v ústavu ve specializované laboratoři.

Mezi klasické způsoby registrace patří grafický záznam smyčkovým oscilografem na oscilografický papír. Jeho výhoda spočívá v tom, že umožňuje průběžnou kontrolu zařazených rozsahů, stavu snímačů a zesilovačů a správnosti jejich zapojení a dává vizuální představu o charakteru naměřeného signálu. Nevýhoda však spočívá v dalším zpraco-

vání. Pokud se požaduje vyhodnocení pouze malého počtu údajů (např. maximálních a minimálních hodnot) z malého počtu měření, lze toto zpracování dělat ručně. Tento způsob je však velmi zdlouhavý a výsledky mohou být zatíženy poměrně značnou chybou.

Pro větší množství zpracovávaných měření, popřípadě pro složitější vyhodnocení je nutné použít speciálního vyhodnocovacího zařízení. Např. zařízení Oscar firmy Benson, které se vyrábělo koncem šedesátých let, umožňuje odečít jednotlivých bodů z grafu, určení jejich hodnoty pomocí nastaveného měřítka a jejich výpis na psacím stroji, popřípadě vyděrování do děrné pásky ve zvoleném kódu. To již umožňuje strojové zpracování takto získaných dat na číslicovém počítači ve výpočetním středisku. Přesto tato metoda není vhodná pro zpracování většího množství experimentálních měření, neboť odečet posloupnosti bodů z oscilografického záznamu je zdlouhavý a přesnost je závislá na pečlivosti operátora, který údaje zpracovává.

Další vývoj byl umožněn teprve výrobou měřicích magnetofonů, jimiž lze zaznamenat průběh měřených signálů na magnetickou pásku a tento průběh kdykoli reprodukovat opět ve formě elektrického napětí. Nevýhodou je poměrně obtížná vizuální kontrola charakteru signálu. Proto je vhodné dělat paralelně s magnetofonovým záznamem i grafický zápis na oscilografický papír, který slouží pro průběžné kvalitativní sledování získaných výsledků a pro okamžité orientační vyhodnocení důležitých měření. Protože grafický zápis slouží pouze pro kontrolu, používá se poměrně malé rychlosti posuvu papíru.

Reprodukování signál z měřicího magnetofonu lze dále zpracovávat v zásadě dvojím způsobem: buď přímo v analogovém tvaru, nebo po převodu analogočíslicovým převodníkem ve tvaru digitálním.

K zpracování signálu v analogovém tvaru lze použít jednoúčelových přístrojů (např. klasifikátorů, spektrálních analyzátorů atd.) nebo analogového počítače. Analogovým počítačem lze sečítat a odečítat signál, násobit konstantou, integrovat a dělat mnoho dalších operací. Jeho programování je však poměrně složité a u větších úloh značně nepřehledné. Proto se tento způsob používá zpravidla pouze pro jednoduché zpracování přímo v měřicích vozech nebo pro zpracování úloh, které nejsou vhodné pro číslicový počítač (např. integrace signálu).

Daleko více možností než analogový počítač poskytuje počítač číslicový. Má větší přesnost, jeho programování je poměrně snadné a umožňuje řešit i velmi složité úlohy. Problém však spočívá v tom, jak zpracovat analogový signál. Univerzální číslicové počítače jsou vybaveny zpravidla vstupními jednotkami pro čtení děrné pásky nebo děrných štítků. Chceme-li tedy použít takový počítač pro zpracování výsledků měření, je nutné převést analogový signál analogočíslicovým převodníkem na posloupnost čísel a tato čísla vyděrovat např. do děrné pásky. To ovšem značně omezuje rozsah měření, resp. frekvencí vzorkování. Pokud to počítač umožňuje, je vhodné uložit vzorky získané analogočíslicovým převodem na magnetickou pásku ve tvaru, který odpovídá danému typu počítače. To však již vyžaduje použití složitějšího zařízení.

Teprve výroba minipočítačů, které jsou velmi rychlé, poměrně levné a dovolují připojení analogočíslicového převodníku jako vstupního zařízení, umožnila přímé zpracování signálu z měřicího magnetofonu čísli-

covým počítačem. To dovoluje značně prodloužit dobu trvání měření a dosáhnout vyšší frekvence vzorkování, než tomu bylo u dřívějších metod.

TECHNICKÉ PROSTŘEDKY PRO PŘÍMÉ ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ

Dnes se pro záznam výsledků měření na zemědělských strojích používá převážně měřicích magnetofonů. Jsou to zpravidla magnetofony s frekvenční modulací (FM), které umožňují i záznam stejnosměrného napětí. Frekvenční rozsah těchto magnetofonů (0–2,5 kHz při rychlosti pásky 7,5 palců za sekundu) je pro běžně měřené veličiny dostačující. Při použití magnetofonů s magnetickou páskou o šířce 25,4 mm lze současně registrovat signál až ze 14 kanálů (z nichž jeden se zpravidla používá pro řídicí signál nutný pro označování úseků na pásce). Tím, že tyto měřicí magnetofony umožňují reprodukci i při jiné rychlosti posuvu pásky, než které bylo použito při záznamu, lze při vyhodnocování dělat časovou transformaci.

Rozsah výstupního napětí závisí na typu měřicího magnetofonu a bývá zpravidla $\pm 1,4$ V. Ideální by tedy bylo, aby vstupní napěťový rozsah analogočíslicového převodníku byl shodný. Ale protože analogočíslicové převodníky většiny firem mívají vstupní napěťový rozsah ± 10 V nebo ± 5 V, je vhodné zařadit mezi měřicí magnetofon a analogočíslicový převodník ještě zesilovače napětí. Pokud se použije diferenčních zesilovačů, lze jich současně použít i pro kompenzaci rušivých složek signálu, které vznikají použitím měřicího magnetofonu, zejména vlivem kolísání rychlosti posuvu pásky při záznamu i reprodukci. Tato kompenzace spočívá v tom, že se diferenčními zesilovači odečte od reprodukováných měřených signálů signál kompenzační, který vznikne záznamem nulového napětí na zvláštní stopu měřicího magnetofonu současně s měřeným signálem.

Vliv rušivých signálů s vyšší frekvencí lze snížit použitím filtrů s charakteristikou dolní propusti, které se zařadí mezi zesilovače napětí a vstup analogočíslicového převodníku. Je vhodné, aby tyto filtry měly mezní frekvence nastavitelné alespoň v několika stupních.

Pod pojmem analogočíslicový převodník zde rozumíme nejen vlastní převodník napětí na číslo, ale i další potřebné obvody, jako jsou multiplexor, vzorkovač, řídicí obvody atd. Protože vlastní převodník napětí na číslo je poměrně složitý, používá se zpravidla pouze jeden a jednotlivé zpracovávané signály se k němu přepínají multiplexorem. Použitý multiplexor by měl umožňovat současné zpracování všech kanálů měřicího magnetofonu.

Pro vlastní převod analogového napětí na číslo se používá zpravidla komparační převodník, který umožňuje řádově desítky tisíc převodů za sekundu. Není možné použít integračního převodníku, neboť jeho rychlost je pro dané použití nedostatečná. Pokud se týká rozlišovací schopnosti, je třeba použít převodník alespoň 10bitový.

Analogočíslicový převodník je připojen přímo k použitému minipočítači buď přes kanál jednoslovných přenosů, nebo — je-li požadována vyšší přenosová rychlost — přes datový kanál. Vyráběné minipočítače jsou charakterizovány zejména rychlostí zpracování, délkou slova, kapacitou

operační paměti a systémem vstup-výstup. Právě tyto parametry do značné míry ovlivňují jejich použití pro přímé zpracování výsledků tenzometrických měření. Dá se říci, že pro zpracování magnetofonových záznamů je vhodná většina v současné době vyráběných minipočítačů s délkou slova alespoň 16 bitů a s pamětovým cyklem maximálně 2 μ s. Jsou to např. NOVA 820 firmy Data General, PDP-11 firmy Digital Equipment, čs. počítač ADT 400C a další.

Rozsah operační paměti počítače a vybavení periferními zařízeními závisí na předpokládaném rozsahu použití. Pokud bychom chtěli používat minipočítač pro jednoduché zpracování poměrně stálého charakteru s malým počtem tištěných výsledků (např. určování extrémů, středních hodnot apod.) stačilo by vybavit minipočítač operační pamětí s kapacitou 8 až 16 K slov a referenčním psacím strojem se snímačem a děrovačem děrné pásky. Toto vybavení by bylo vhodné i pro instalaci přímo v měřicím voze. Zpravidla však chceme minipočítač využít v daleko větším rozsahu (popřípadě i pro vědeckotechnické výpočty) a v tom případě je nezbytné mít k dispozici ještě diskovou jednotku, řádkovou nebo maticovou tiskárnu, rychlý snímač a děrovač děrné pásky, event. i souřadnicový zapisovač.

Kromě technických prostředků minipočítače je velmi důležitý rozsah programového vybavení minipočítače dodávaného výrobcem, které značně usnadňuje vytváření vlastních aplikačních programů. Mezi základní programové vybavení minipočítačů většiny firem patří operační systémy, překladač z jazyka Assembler, překladače z vyšších programových jazyků (alespoň Fortran, zpravidla i Algol a Basic), knihovny matematických podprogramů a řada dalších obslužných programů (editory, ladící programy atd.).

STRUKTURA VYHODNOCOVACÍHO SYSTÉMU

Aby bylo vůbec možné vyhodnocovat magnetofonové záznamy měření číslicovým počítačem, je třeba nejprve stanovit pevné zásady pro záznam signálů na magnetickou pásku měřicího magnetofonu.

Velmi důležitou součástí záznamů na měřicím magnetofonu je řídicí signál, který může obsahovat různé informace potřebné pro řízení průběhu vyhodnocování. Jedná se zejména o informace o začátcích a koncích jednotlivých vyhodnocovaných úseků, o časové informace apod. Tímto signálem může být např. impulsní signál, střídavý sinusový signál nebo stejnosměrný signál o různých napěťových úrovních. Ve VÚZS byl za řídicí signál zvolen stejnosměrný napěťový signál o dvou úrovních 0 V a 1,4 V. Každému samostatně vyhodnocovanému úseku na pásce pak odpovídá obdélníkový impuls řídicího signálu o napětí 1,4 V (tzv. značka). Mimo tyto úseky je řídicí signál nulový. Kromě vyhodnocovaných úseků měření se tímto způsobem označují i pomocné úseky na pásce, které slouží pro kalibraci měřicího řetězce a určení nulových hladin. Protože tyto pomocné úseky nelze podle velikosti řídicího signálu odlišit od úseků, které obsahují vlastní záznam měření, je třeba dělat záznam v předem dohodnutém pořadí.

Nejdříve se vždy cejchuje, tzn. na všechny dále používané kanály magnetofonu se udělá záznam signálu, který odpovídá zkratovaným

vstupům měřicích zesilovačů (nuly cejchů), a záznam signálu konstantní hodnoty, která přibližně odpovídá maximálnímu rozsahu měřicího řetězce (cejchy). Aby byla přesnost co největší, měly by se maximální hodnoty měřených signálů co nejvíce blížit napětí cejchu, neměly by je však pokud možno překračovat. Zdroj kalibračního signálu musí být velmi stálý a snímač musí mít malý drift a malou změnu citlivosti během doby od cejchování do ukončení měření. Pokud nedojde ke změně měřených míst, kanálů magnetofonu apod., stačí zpravidla cejchovat jednou denně.

Dále je možné na magnetickou pásku zaznamenat libovolný počet měření, z nichž každé musí začínat záznamem nulových úrovní (nuly vyvážené), který je stejně jako nuly cejchu a cejchy označen značkou řídicího signálu.

Vlastní měření, které následuje za záznamem nulových úrovní, lze rozdělit na několik samostatně vyhodnocovaných úseků, z nichž každý je označen vlastní značkou řídicího signálu. Poslední z těchto úseků může být záznam nulových úrovní po skončeném měření (zadní nuly).

Pro zpracování takto zaznamenaných průběhů měření na zemědělských strojích lze již vypracovat programy podle požadavků řešitelů úkolů. Je však třeba si uvědomit možnosti použitého číslicového počítače, včetně periferních zařízení. Pokud není k dispozici disková nebo alespoň magnetopásková jednotka, mohou se dělat pouze poměrně jednoduchá vyhodnocení průběhů měření, neboť velikost programů a množství zpracovávaných dat je omezeno kapacitou operační paměti a celé zpracování je tedy nutné uskutečnit v reálném čase.

Je-li naproti tomu k dispozici vnější paměť s velkou kapacitou (alespoň 1 milion slov), lze vytvořit pro zpracování výsledků měření rozsáhlý programový systém. Lze totiž ovzorkovat záznamy měření se zvolenou frekvencí vzorkování a tyto vzorky uložit ve vnější paměti počítače. Další zpracování vzorků pak může být značně složitější a časově náročnější než při přímém zpracování v reálném čase. Kdybychom však tohoto způsobu použili pro zpracování několikaminutových měření, která vyžadují vysokou frekvenci vzorkování, zjistili bychom, že je nedostatečná i kapacita vnější paměti v případě, že zpracování trvá neúměrně dlouho. Proto je vhodné množství dat ukládaných do vnější paměti počítače vhodným způsobem zredukovat. Např. zpracování zkoušek životnosti zemědělských strojů vychází pouze z posloupnosti extrémů naměřeného signálu. V tom případě není třeba ukládat do paměti všechny vzorky, ale vyhledat extrémy signálu přímo při snímání vzorků z analogočíslíkového převodníku a uložit do vnější paměti pouze tyto extrémy. Ještě větší redukce dat lze dosáhnout tehdy, potřebujeme-li pro další zpracování znát pouze velikost vzorků, ale nikoli jejich časovou posloupnost. Pak můžeme vzorky zatřídit do tříd podle velikosti a uchovat pro další zpracování pouze četnosti vzorků v jednotlivých třídách.

Programy pro přímé zpracování magnetofonových záznamů v reálném čase i další programy, které na ně navazují, je vhodné zahrnout do uceleného programového systému. Tento systém by měl být vybudován na základě pevné, ale otevřené koncepce a měl by tvořit stavebnicovou soustavu, která by umožňovala snadné zásahy do dříve vytvořených programů a doplňování systému dalšími programy.

ZÁVĚR

Uvedené metody zpracování záznamů měření na zemědělských strojích číslicovým počítačem a zejména technické prostředky zobrazují současný stav ve VÚZS. Rychlý rozvoj elektroniky však přináší další rozvoj v této oblasti. Již dnes se stále více uplatňují záznamové PCM systémy, které zaznamenávají signál na magnetickou pásku v číslicovém tvaru, což dále zjednoduší přímé zpracování číslicovým počítačem.

Literatura

SOUČEK, Z.: Měřicí technika pro výzkum a vývoj zemědělských strojů. Zeměd. Techn., 24, 1978, č. 10, s. 617-625.

Došlo dne 30. 5. 1979

Petr Müller

*Výzkumný ústav zemědělských strojů
Praha - Chodov*

Rukopis odevzdán k tisku 13. 11. 1979. — Podepsáno k tisku 13. 2. 1980

Sinek F.: Metoda určení rozměrů soustavy rozvádějící pulsující podtlak v dojících zařízeních	65
Řezníček R., Blahovec J., Patočka K.: Agrofyzikální hodnocení vypadavosti semen ozimé řepky	77
Kavka M.: Sestavování strojních linek	85
Oubrecht J.: Optimalizace velikosti zemědělského stroje	99
Roh J.: Porovnání vlastností hydraulických mechanismů s převodovými mechanismy u zemědělských strojů	107

AKTUALITY

Müller P.: Použití výpočetní techniky pro zpracování výsledků měření na zemědělských strojích	123
---	-----

СОДЕРЖАНИЕ

Синек Ф.: Метод определения размеров системы, распределяющей пульсирующий вакуум в доильных установках	74
Резни́чек Р., Благовец Й., Паточка К.: Агрофизическая оценка осыпаемости семян озимого рапса	84
Кавка М.: Составление машинных линий при использовании вычислительной машины	98
Оубрехт Й.: Оптимализация размеров сельскохозяйственной машины	105
Рог Й.: Сравнение свойства гидравлических механизмов с передаточными механизмами у сельскохозяйственных машин	122

CONTENTS

Sinek F.: A Method of Determining the Dimensions of the Distribution System of Pulsating Vacuum in Milking Equipments	75
Řezníček R., Blahovec J., Patočka K.: Agro-physical Evaluation of the Falling out of Winter Rape Seeds	84
Kavka M.: Combining Machine Lines by a Computer	98
Oubrecht J.: The Optimal Size of a Farm Machine	105
Roh J.: Comparison of the Properties of Hydraulic Mechanisms with Transmission Mechanisms in Farm Machines	122

INHALT

Sinek F.: Methode der Bestimmung der Dimensionen des Systems für die Verteilung des pulsierenden Unterdrucks in Melkanlagen	75
Řezníček R., Blahovec J., Patočka K.: Agrophysikalische Bewertung des Ausfallvermögens der Winterrapssamen	84
Kavka M.: Zusammenstellung der Maschinenketten unter Anwendung der Rechenanlage	98
Oubrecht J.: Optimierung der Größe einer Landmaschine	105
Roh J.: Vergleich der Eigenschaften von hydraulischen Mechanismen mit den Getriebemechanismen bei den Landmaschinen	122

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