

## **OPTYMALNA SYNTEZA MECHANIZMU ZABEZPIEZAJĄCEGO PRZED PRZECIĄŻENIEM NARZĘDZIE UPRAWOWE NA PRZYKŁADZIE WYBRANEGO BEZPIECZNIKA PŁUŻNEGO. CZ. II. MINIMALIZACJA KRYTERIUM OPTYMALIZACJI**

Zbigniew Kogut

Instytut Budownictwa, Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa oddz. w Kłodzianku

**Streszczenie.** Celem pracy było takie określenie wartości parametrów konstrukcyjnych procesu pracy przykładowo wybranego bezpiecznika, zabezpieczającego narzędzie uprawowe (np. korpus pługa) przed przeciążeniem, które pozwoliłoby uzyskać jak najmniejszą różnicę między siłami zabezpieczającymi: realizowaną przez bezpiecznik  $F_x$  i zadaną (oczekiwaną) przez użytkownika  $F_{x0}$ . Zadanie sprowadzono do poszukiwania minimalnej wartości funkcji celu, opisującej tę różnicę, i zrealizowano metodą optymalizacji nieliniowej przy wykorzystaniu pakietu Mathcad. Jako kryterium optymalizacji przyjęto błąd średniokwadratowy między funkcjami wspomnianych sił  $F_x$  i  $F_{x0}$  w określonych przedziałach głębokości roboczej  $h$  elementu uprawowego i parametru regulacji  $r$  wartości siły. Chcąc wybiórczo określić fragmenty zmienności funkcji celu o szczególnie istotnym znaczeniu dla realizowanego procesu (wynikające z rangi doboru wartości sił przeciążeniowych) zastosowano dyskretyzację przedziałów zmienności parametrów  $h$  i  $r$ . Siłę  $F_{x0}$  podano w formie tabelarycznej natomiast dla siły  $F_x$  wykorzystano model matematyczny opracowany w części I, określający m.in. zbiór parametrów procesu pracy bezpiecznika wpływających na jej wartość i wartości dopuszczalne tych parametrów. Parametry konstrukcyjne podzielono na dwa podzbiory: stałe  $X_{Ks}$  (o wartościach przyjmowanych, wynikających z przeznaczenia bezpiecznika i narzędzia uprawowego) i dobierane  $X_{Kd}$  (o wartościach dobieranych w wyniku realizowanej optymalnej syntezy). Wprowadzono, jako przykładowe, dwa ograniczenia: niezbędny warunek uzyskania równoległości ramy narzędzia uprawowego do powierzchni gleby podczas jej uprawy oraz niewielką siłę (max 6 kN) na nakrętce regulacyjnej pozwalającą na łatwą zmianę przez użytkownika wartości siły przeciążeniowej w zależności od warunków eksploatacji. Podano algorytm doboru poszukiwanych wartości. Przyjęte i dobrane wartości parametrów procesu pracy bezpiecznika zestawiono w tabeli, a realizację optymalnej syntezy zilustrowano przykładowymi zależnościami.

**Słowa kluczowe:** narzędzia uprawowe, bezpieczniki przeciążeniowe, optymalizacja konstrukcji, symulacja komputerowa

---

Adres do korespondencji – Corresponding Author: dr inż. Zbigniew Kogut, Zakład Inżynierii Produkcji Roślinnej i Motoryzacji Instytut Budownictwa Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa oddz. w Kłodzianku, 05-824 Kłodzianko k. Grodziska Maz.

## WSTĘP

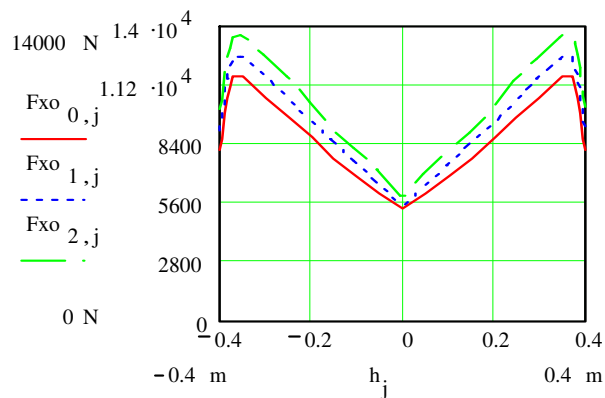
Artykuł jest kontynuacją pracy mającej na celu dobór parametrów konstrukcyjnych automatycznego mechanizmu zabezpieczającego przed przeciążeniem narzędzie uprawowe, przy ustalonej wcześniej jego strukturze. W części I opracowano analityczny model matematyczny siły zabezpieczającej przed przeciążeniem realizowanej przez wybrany mechanizm bezpiecznika. Model ten zostanie wykorzystany w niniejszej części II, której celem jest określenie wartości parametrów konstrukcyjnych procesu pracy mechanizmu zabezpieczającego (przed przeciążeniem) korpus pługą w taki sposób, aby różnica między siłą realizowaną a siłą zadaną przez użytkownika była jak najmniejsza.

## METODY

Sformułowany powyżej cel pracy ma charakter zadania optymalizacyjnego, polegającego na takim dobraniu wartości zmiennych decyzyjnych  $X$  ze zbioru wartości dopuszczalnych  $\Phi$ , aby różnica między siłą zabezpieczającą przed przeciążeniem  $F_x(h, r, X)$  realizowaną przez mechanizm zabezpieczający a siłą  $F_{x_0}(h, r)$  zadaną przez użytkownika, będącą funkcją głębokości roboczej  $h$  oraz parametru  $r$  regulacji wartości siły, była minimalna. Cel ten zostanie osiągnięty klasycznymi metodami optymalizacji nieliniowej [Findeisen i in. 1980] przy wykorzystaniu pakietu komputerowego Mathcad 8 Professional. Model matematyczny siły  $F_x(h, r, X)$  określony został przykładowo (dla wybranego bezpiecznika) w wyniku analizy dynamicznej (kinetostatycznej) jego mechanizmu w części I. Wyniki optymalnej syntezy zostaną zweryfikowane logicznie poprzez symulacyjne przedstawianie uzyskanych wyników i logiczne ich interpretowanie i uzasadnianie. Te wyniki weryfikacji, zamieszczone częściowo w postaci przykładów, pełnią rolę poglądową ilustrującą realizację optymalnej syntezy.

**Funkcja zadana.** Funkcja ta przedstawia pożądaną przez użytkownika charakter zmian wartości siły  $F_{x_0}$  zabezpieczającej narzędzie uprawowe przed przeciążeniem (rys. 1). Zmiany te występują w funkcji zarówno głębokości roboczej  $h$ , jak i parametru  $r$  regulującego wartość powyższej siły. Funkcja zadana jest więc funkcją dynamiczną, określoną w przedziale czasu  $t$  (od  $t_0 = 0$  s w chwili napotkania przeszkody do czasu  $t$  odpowiadającego uzyskaniu przez korpus pługą nastawionej głębokości roboczej). Na podstawie wyników badań [Traulsen 1989], pożądaną przebieg siły  $F_{x_0}$  powinien być następujący: przy nastawie minimalnej parametru  $r$  regulacji wartości w pierwszym etapie (tj. do uniesienia korpusu na wysokość do 0,03 m) siła powinna wzrastać od  $9 \cdot 10^3$  N (dla  $h = -0,40$  m) do  $11,5 \cdot 10^3$  N (dla  $h = -0,38 \div -0,37$  m), a następnie powinna liniowo maleć do ok.  $5,5 \cdot 10^3$  N dla głębokości roboczej  $h = 0$  m. Podczas zagłębiania korpusu pługą zmiany wartości siły  $F_{x_0}$  powinny być odwrotne jak podczas unoszenia – maksymalne uniesienie (przy  $h = 0$  m) jest pionową osią symetrii charakteru zmian zadanej siły  $F_{x_0}$  (rys. 1). Przy nastawie maksymalnej parametru  $r$  wartości siły  $F_{x_0}$  dla  $|h| = 0,37 \div 0,38$  m są zwiększone o ok.  $2 \cdot 10^3$  N przy zachowaniu opisanego dla  $r_{\min}$  charakteru zmian.

**Kryterium optymalizacji.** Do przedstawienia minimalizowanej różnicy między funkcjami sił zabezpieczających przed przeciążeniem, zadaną  $F_{x_0}(h, r)$  i realizowaną



Rys. 1. Przebieg siły przeciążeniowej zadanej  $F_{xo_{i,j}}$  (po dyskretyzacji wielkościami  $i, j$ ) w funkcji głębokości  $h_j$  i parametru regulacji  $r_i$ , gdzie:  $F_{xo_{0,j}}$  – dla regulacji  $\min r_0$ ;  $F_{xo_{1,j}}$  – dla regulacji  $\text{śr } r_1$ ;  $F_{xo_{2,j}}$  – dla regulacji  $\max r_2$

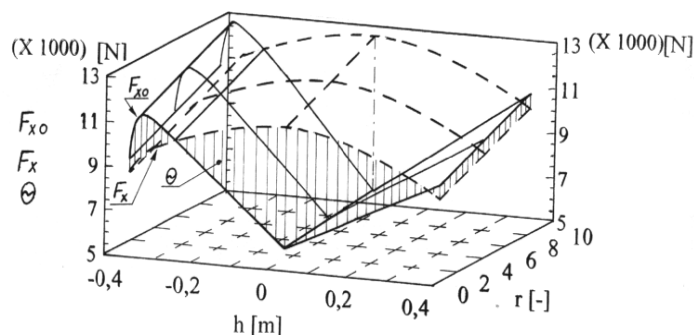
Fig. 1. Overload force  $F_{xo_{i,j}}$  running (after digitization with quantities  $i, j$ ) as a function of depth  $h_j$  and regulation parameter  $r_i$ , where  $F_{xo_{0,j}}$  – for regulation  $\min r_0$ ;  $F_{xo_{1,j}}$  – for regulation;  $F_{xo_{2,j}}$  – for regulation  $\max r_2$

$F_x(h, r, X)$ , wykorzystano formułę błędu średniokwadratowego między dwiema funkcjami [Osiński i Wróbel 1982]. Modyfikując ją dla dwóch zmiennych niezależnych  $h$  i  $r$  funkcji zadanej  $F_{xo}$ , realizowana funkcja celu  $\Theta$  (zwana także kryterium optymalizacji), dla minimalizacji błędu średniokwadratowego między funkcjami sił: zadaną  $F_{xo}(h,r)$  i realizowaną  $F_x(h,r,X)$  w przedziałach głębokości roboczej elementu uprawowego  $\langle h_{\min}, h_{\max} \rangle$  i parametru regulacji wartości siły  $\langle r_{\min}, r_{\max} \rangle$  przyjmie postać jak na rysunku 2, wyrażoną w jednostkach siły, np. N. Wielkości graniczne  $h_{\min}$  i  $h_{\max}$  są równoznaczne maksymalnej głębokości roboczej elementu uprawowego o wartościach zależnych od warunków eksploatacji, przy czym wartości ujemne występują podczas procesu jego unoszenia – przy napotkaniu na przeszkodę – natomiast wartości dodatnie występują podczas procesu jego zagłębiania. Dla pługa maksymalna głębokość robocza wynosi najczęściej 0,4 m a więc  $h_{\min} = -0,4$  m i  $h_{\max} = +0,4$  m. Podobnie regulowane wartości siły  $F_{xo}$  zależą od warunków eksploatacji, np. dla pługa o szerokości skiby 0,35 m na gleby średniozwięzłe wartości maksymalne wynoszą: dla  $r_{\min} F_{xo} = 1,15 \cdot 10^4$  N oraz dla  $r_{\max} F_{xo} = 1,35 \cdot 10^4$  N, przy czym wartość  $r$  może być wartością liniową (jak w niniejszym przykładzie) lub względną niemianowaną, np. skalą umieszczoną na konstrukcji elementu uprawowego.

Po wprowadzeniu dyskretyzacji przedziałów zmienności parametrów  $h$  i  $r$  wielkościami  $j$  oraz  $i$ , odpowiednio na 27 i 3 części, podanymi – wraz z wartościami funkcji  $F_{xo}$  – do obliczeń optymalizacji w formie tabelarycznej, formuła matematyczna funkcji celu dla realizowanej optymalnej syntezy mechanizmu bezpiecznika przyjmie postać:

$$\Theta(h_j, r_i, X_E, X_{Ks}, X_{Kd}) = \sqrt{\frac{1}{27 \cdot 3} \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^{26} (F_{xo_{i,j}} - F_x(h_j, r_i, X_E, X_{Ks}, X_{Kd}))^2} \quad (1)$$

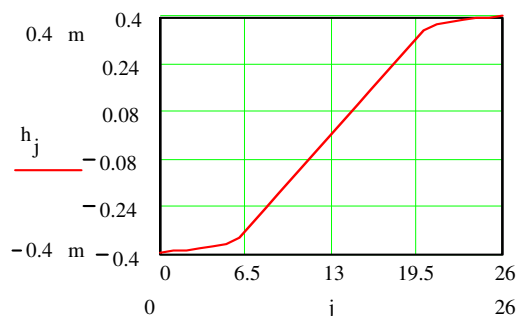
gdzie:  $F_{x_{i,j}}$  – siła przeciążeniowa zadana (pożądana) po dyskretyzacji wielkościami  $i, j$ ;  $X_E$  – podzbiór parametrów eksploatacyjnych;  $X_{K_s}$  – podzbiór parametrów konstrukcyjnych stałych;  $X_{K_d}$  – podzbiór parametrów konstrukcyjnych dobieranych;  $h_j, r_i, F_x$  – jak wyżej.



Rys. 2. Graficzna ilustracja funkcji celu  $\Theta(h,r,X)$  w postaci błędu średniokwadratowego między dwiema funkcjami sił przeciążeniowych: siłą zadaną  $F_{x_0}(h,r)$  i siłą realizowaną  $F_x(h,r,X)$ , w przedziałach zmienności głębokości roboczej  $h$  i parametru regulacji  $r$  wartości siły

Fig. 2. Graphical illustration of objective function  $\Theta(h,r,X)$  in form of an error mean-square between two overload forces: given force  $F_{x_0}(h,r)$  and realized force  $F_x(h,r,X)$ , in variation ranges of working depth  $h$  and a parameter of regulation  $r$  of force value

Zastosowanie dyskretyzacji w tym przypadku pozwala wybiórczo określić fragmenty zmienności funkcji celu o szczególnie istotnym znaczeniu dla realizowanego procesu pracy, np. dla granicznych wartości głębokości roboczej  $h$ . Ilustruje to rysunek 3 – w przedziałach głębokości  $-0,4 \text{ m} \div -0,35 \text{ m}$  i  $+0,4 \text{ m} \div +0,35 \text{ m}$  częstotliwość dyskretyzowanych wartości  $h_j$  jest znacznie większa niż dla pozostałego przedziału. Wynika to z rangi doboru wartości realizowanych siły  $F_x$  w stosunku do wartości zadanych siły  $F_{x_0}$  przy tych głębokościach.



Rys. 3. Ilustracja dyskretyzacji wielkością  $j$  ( $j = 0, 1, \dots, 26$ ) głębokości roboczej  $h$

Fig. 3. Illustration of digitization of working depth  $h$  with a quantity  $j$  ( $j = 0, 1, \dots, 26$ )

**Wartości dopuszczalne i ograniczenia.** Na podstawie opracowanego w części I modelu wynika, że realizowana – przez wybrany do optymalnej syntezy mechanizm bezpiecznika – siła przeciążeniowa  $F_x$  jest funkcją 24 różnych parametrów procesu pracy tak zabezpieczonego elementu roboczego narzędzia uprawowego. Dla celów niniejszego doboru parametry te, jak już zaznaczono w matematycznej postaci funkcji celu (1), podzielono na podzbiory:

- parametrów eksploatacyjnych  $X_E$ , których wartości wynikają z przewidywanych (tj. poświadczanych przez użytkownika) warunków pracy narzędzia uprawowego:  $h, F_y, V_m, \Delta V_m$
- parametrów konstrukcyjnych, stałych  $X_{Ks}$ , i dobieranych  $X_{Kd}$ , o wartościach określonych jednoznacznie przez konstrukcję w sposób:
  - bezpośrednio wynikający z przeznaczenia mechanizmu i narzędzia uprawowego:  $a_0, a_1, a_2, a_6, F_Q, M_{Bs}, R_1, \lambda, \xi,$
  - najkorzystniejszego – w aspekcie sformułowanego kryterium – doboru w wyniku optymalnej syntezy:  $a_3, a_4, a_5, a_7, a_8, a_9, a_{10}, c, L_s, r, \delta_0$

co można zapisać:  $X_E \in [h, F_y, V_m, \Delta V_m]$

$$X_{Ks} \in [a_0, a_1, a_2, a_6, F_Q, M_{Bs}, R_1, \lambda, \xi]$$

$$X_{Kd} \in [a_3, a_4, a_5, a_7, a_8, a_9, a_{10}, c, L_s, r, \delta_0]$$

Wartości dopuszczalne (dobierane dla wybranego przykładowo mechanizmu bezpiecznika płuznego) parametrów z podzbioru  $X_{Kd}$  są następujące:

- wymiary liniowe:  $a_3, a_4, a_7, \geq 0; a_5, a_8, a_9, a_{10}, L_s, r > 0$
- kąt  $\delta_0$  zawiera się w przedziale  $-\pi/2 < \delta_0 < \pi/2$
- współczynnik sprężystości  $c = \text{const}$ , tzn. zalecana jest sprężyna walcowa

Równolegle wprowadzono (przykładowo) następujące ograniczenia obowiązujące podczas realizacji optymalnej syntezy tego mechanizmu:

- 1) z warunku umożliwiającego uzyskanie równoległości ramy korpusu pługa do powierzchni gleby przy zerowym uniesieniu  $h$  (gdy  $h_{\min} = -0,4$  m):

$$(a_6 - a_3)^2 + (a_4 - a_7)^2 < (a_5 + a_{10})^2 \quad /2/$$

rozpatrywanego przykładowo względem długości odcinka  $a_3$ , będącego poziomym rzutem od osi obrotu O przegubu w p.C związanej ze stałą ramą narzędzia, uzyskano układ warunków szczegółowych:

$$\begin{cases} a_6 - \sqrt{(a_5 + a_{10})^2 - (a_4 - a_7)^2} < a_3 < a_6 + \sqrt{(a_5 + a_{10})^2 - (a_4 - a_7)^2} \\ a_{10} > a_4 - a_5 - a_7 \\ a_4 > a_5 + a_7 \end{cases} \quad (2a, 2b, 2c)$$

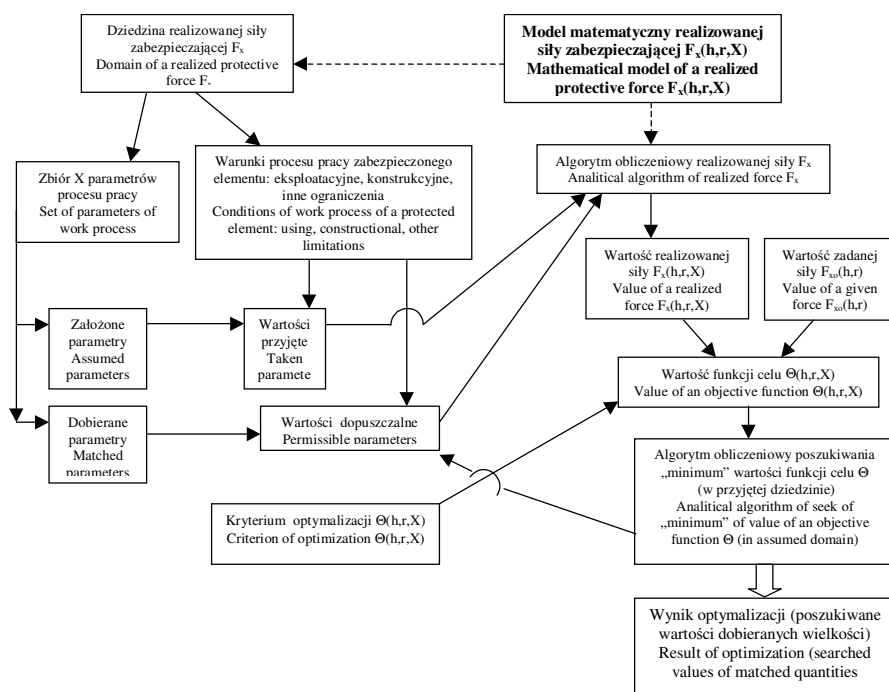
- 2) z warunku umożliwiającego przeprowadzenie (za pomocą nakrętki na śrubie) zmiany długości parametru regulacji  $r$  wartości siły przeciążeniowej przez użytkownika przy zerowym uniesieniu (gdy  $h = h_{\min}$ ):

$$F_{s \min}_{h=h_{\min}} < 6 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (3)$$

wynika, po uwzględnieniu zależności (5c) z części I pracy:

$$L_{h=h_{\min}} < L_s + r - \frac{6 \cdot 10^3 N}{c} \quad (3a)$$

**Algorytm doboru.** Tok postępowania w realizacji obliczeń optymalnej syntezy mechanizmu zabezpieczającego narzędzie uprawowe (a dokładniej korpus pługa) przed przeciążeniem, sprowadzonej do minimalizacji błędu średniokwadratowego po dyskretyzacji przedziałów zmienności głębokości roboczej  $h$  i parametru regulacji  $r$  wartości siły zabezpieczającej, przedstawiono na rysunku 4. Punktem wyjścia jest model matematyczny realizowanej przez mechanizm siły  $F_x$ , opracowany w części I. Na tej podstawie opracowano w jednoznacznym zapisie matematycznym – programowanym w pakiecie Mathcad 8 Plus – algorytm obliczeniowy tej siły  $F_x$ , przedstawiony na rysunku 5.



Rys. 4. Schemat blokowy minimalizacji przyjętego kryterium optymalizacji mechanizmu zabezpieczającego przed przeciążeniem narzędzie uprawowe

Fig. 4. Block diagram of minimization of assumed optimization criterion of a mechanism protecting a cultivating tool from overload

Na podstawie tego modelu określono także dziedzinę realizowanej siły  $F_x$ . W szczególności dokonano dla realizacji niniejszej syntezy podziału parametrów wpływających na tę siłę na podzbiory: eksploatacyjny  $X_E$ , konstrukcyjny stały  $X_{Ks}$  i konstrukcyjny dobierany  $X_{Kd}$  (o czym wcześniej zaznaczono). Dwa pierwsze podzbiory cechują się

$$F_x(h,r,X) := \begin{cases} \Delta S \leftarrow \frac{h}{\tan(\xi)} \\ \alpha_1 \leftarrow \arccos\left(\frac{a_6}{\sqrt{a_6^2 + a_7^2}}\right) \\ \theta_r \leftarrow \begin{cases} \theta_{r1} \leftarrow \arcsin\left(\frac{a_2 - h \max\{h\}}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}}\right) & \text{if } h \leq 0 \text{ m} \\ \theta_{r2} \leftarrow \arcsin\left(\frac{a_2 - h \max\{h\}}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}}\right) & \text{otherwise} \end{cases} \\ \theta_p \leftarrow \begin{cases} \theta_{p1} \leftarrow \arccos\left(\frac{a_1}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}}\right) & \text{if } h \leq 0 \text{ m} \\ \theta_{p2} \leftarrow \arcsin\left(\frac{a_2 - h \max\{h\}}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}}\right) & \text{otherwise} \end{cases} \\ \theta_r - \theta_p \\ b_1 \leftarrow a_1 - \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \cos(\theta_{p2}) \\ \alpha_0 \leftarrow \arccos\left(\frac{a_1}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2}}\right) \\ \beta \leftarrow \begin{cases} M \leftarrow a_3 - \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \cos(\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r) \\ N \leftarrow a_4 - \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r) \\ \beta_1 \leftarrow \arccos\left[ \frac{\left( (a_{10}^2 - M^2 - N^2 - a_5^2) \cdot M + N \cdot \sqrt{(a_5^2 + 2 \cdot a_5 \cdot a_{10} + a_{10}^2 - M^2 - N^2) \cdot (-a_5^2 + 2 \cdot a_5 \cdot a_{10} - a_{10}^2 + M^2 + N^2)} \right)}{2 \cdot (M^2 + N^2) \cdot a_5} \right] & \text{if } -1 \leq Z_1 < 0 \\ \beta_2 \leftarrow \arcsin\left[ \frac{\left( (a_{10}^2 - M^2 - N^2 - a_5^2) \cdot N - M \cdot \sqrt{(a_5^2 + 2 \cdot a_5 \cdot a_{10} + a_{10}^2 - M^2 - N^2) \cdot (-a_5^2 + 2 \cdot a_5 \cdot a_{10} - a_{10}^2 + M^2 + N^2)} \right)}{2 \cdot (M^2 + N^2) \cdot a_5} \right] & \text{otherwise} \end{cases} \\ t \leftarrow \begin{cases} t_1 \leftarrow \frac{-2 \cdot b_1}{2 \cdot V_m + \Delta V_m} & \text{if } h \leq 0 \text{ m} \\ t_2 \leftarrow \frac{2 \cdot \Delta S}{2 \cdot V_m + \Delta V_m} & \text{otherwise} \end{cases} \\ \ell \leftarrow \frac{\theta}{c^2} \\ \gamma_1 \leftarrow \arcsin\left(\frac{a_4 + a_5 \sin(\beta) - \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha_1 - \theta_r)}{a_{10}}\right) \\ \gamma_2 \leftarrow \gamma_1 - \arctan\left(\frac{N}{-M}\right) \\ \delta \leftarrow \gamma_1 + \beta + \delta_0 \\ L \leftarrow a_8 \cos(\delta) + \sqrt{a_9^2 - a_8^2 \sin^2(\delta)} \\ a_{sp} \leftarrow \begin{cases} \Delta V_m \left( \frac{V_m + \Delta V_m}{-2 \cdot b_1} \right) & \text{if } h \leq 0 \text{ m} \\ \Delta V_m \left( \frac{V_m + \Delta V_m}{-2 \cdot \Delta S} \right) & \text{otherwise} \end{cases} \\ a_{so} \leftarrow \frac{\varepsilon \cdot (a_1^2 + a_2^2)}{R_1} \\ F_x \leftarrow \left[ \begin{aligned} & \frac{c \cdot (L_s - L + t) \cdot L \cdot a_8 \sqrt{a_6^2 + a_7^2} \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha_1 + \gamma_1 - \theta_r) \cdot \sin(\delta) \cdot \cos(\gamma_2) - \frac{M \cdot B_s \cdot a_{so}}{R_1 \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r)} \dots}{a_9 \cdot a_{10} \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r) \cdot \sin(\gamma_2)} \\ & + \frac{F_Q \cdot R_1 \cdot \sin(\alpha_0 + \lambda - \theta_r)}{\sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r)} + \frac{F_Q \cdot R_1 \cdot a_{sp} \cdot \cos(\alpha_0 + \lambda - \theta_r)}{g \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r)} - \frac{F_Q \cdot R_1 \cdot a_{so}}{g \cdot \sqrt{a_1^2 + a_2^2} \cdot \sin(\theta_r)} \end{aligned} \right] \end{cases}$$

Rys. 5. Algorytm obliczeniowy realizowanej siły  $F_x(h,r,X)$  wybranego mechanizmu zabezpieczającego przed przeciążeniem

Fig. 5. Analytical algorithm of a realized force  $F_x(h,r,X)$  of a selected mechanism protecting a cultivating tool from overload

wartościami założonymi, przyjętymi na podstawie dostępnych informacji na temat zabezpieczanego narzędzia (lub jego elementu roboczego). Zestawiono je w lewej części tabeli 1. Dla trzeciego podzbioru wartości są dobierane ze zbioru wcześniej określonych wartości dopuszczalnych.

Tabela 1. Zestawienie parametrów procesu pracy mechanizmu zabezpieczającego przed przeciążeniem element uprawowy

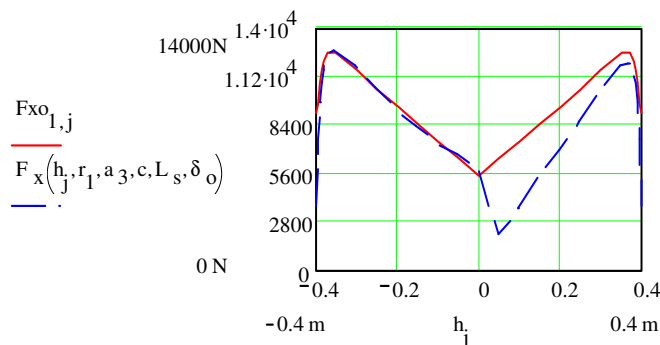
Table 1. Statement of parameters of work process of a mechanism protecting a cultivating element from overload

Założone (ze zbiorów $X_E$ i $X_{K_s}$ ) Assumed parameters (from sets $X_E$ and $X_{K_s}$ )			Poszukiwane (ze zbioru $X_{K_d}$ ) Searched parameters (from the set $X_{K_d}$ )		
oznaczenia designation	jedn. miary unit of measure	przyjęta wartość assumed value	oznaczenia designation	jedn. miary unit of measure	dobrana wartość matched value
h	m	$-0,4 \leq h \leq +0,4$	a <sub>3</sub>	m	0,048
F <sub>y</sub>	N	$(5,41 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}) \cdot  h ^*$	a <sub>4</sub>	m	0,195
V <sub>m</sub>	m s <sup>-1</sup>	1,5	a <sub>5</sub>	m	0,17
Δv <sub>m</sub>	m s <sup>-1</sup>	0,5	a <sub>7</sub>	m	0
a <sub>0</sub>	m	0	a <sub>8</sub>	m	0,235
a <sub>1</sub>	m	0,16	a <sub>9</sub>	m	0,45
a <sub>2</sub>	m	0,78	a <sub>10</sub>	m	0,405
a <sub>6</sub>	m	0,57	c	N m <sup>-1</sup>	$4 \cdot 10^5$
F <sub>Q</sub>	N	500	L <sub>s</sub>	m	0,3
M <sub>Bs</sub>	N m s <sup>2</sup>	200	r	m	0,02; 0,026; 0,032
R <sub>1</sub>	m	0,85	δ <sub>0</sub>	rad	1,34
λ	rad	0,2618	-	-	-
ξ	rad	0,1047	-	-	-

\*na podstawie Bernackiego [1981], gdzie współczynnik  $5,41 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$  zawiera: tg kąta nachylenia między poziomą i pionową składową oporu orki, jednostkowy opór gleby średniozwięzłej oraz współczynnik oporu dynamicznego i szerokość skiby dla danego korpusu pluga

Zadając tak określone wartości parametrów procesu pracy mechanizmu bezpiecznika do algorytmu obliczeniowego, uzyskujemy wartości siły realizowanej  $F_x$  (w przyjętych przedziałach zmienności h i r). Po podstawieniu tych wartości  $F_x$  a także wartości zadanych  $F_{x_{0ij}}$  do wzoru (1) na kryterium optymalizacji, uzyskuje się wartość  $\Theta$  funkcji celu. Matematyczna procedura „minimalizacji”, dostępna w pakiecie Mathcad i zawierająca swój wewnętrzny algorytm poszukiwania wartości minimalnej, wspomaga poszukiwanie optymalnej wartości zdefiniowanej (1) funkcji celu  $\Theta(h,r,X)$  w zakresie dopuszczalnych wartości dla podzbioru  $X_{K_d}$ , przy równoczesnym uwzględnieniu przyjętych ograniczeń. Wynikiem tak realizowanej optymalnej syntezy są wartości parametrów z podzbioru  $X_{K_d}$ , zestawione w prawej części tabeli 1. Uzyskano je dla wartości funkcji celu  $\Theta = 2,22 \cdot 10^3 \text{ N}$ . Jest to minimalna wartość błędu średniokwadratowego pomiędzy dwiema funkcjami sił przeciążeniowych: zadaną  $F_{x_0}(h,r)$  i realizowaną  $F_x(h,r,X)$ , spełniająca równocześnie przyjęte ograniczenia. Jej graficzną ilustrację – dla średniej wartości parametru regulacji r – przedstawia rysunek 6. Analizując go można zauważyć, że największa rozbieżność pomiędzy funkcjami sił przeciążeniowych występuje dla przedziału głębokości od 0 m do 0,25 m podczas zagłębienia korpusu. Jednakże





Rys. 6. Porównanie przebiegu sił przeciążeniowych: zadanej  $F_{xo_{i,j}}$  i realizowanej (w wyniku optymalnej syntezy)  $F_x$  w funkcji głębokości roboczej  $h_j$  dla regulacji średniej  $r_1$

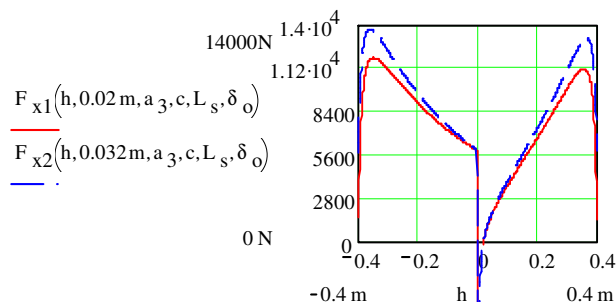
Fig. 6. Comparison of overload forces running: a given force  $F_{xo_{i,j}}$  and a realized force (as a result of optimal synthesis)  $F_x$  as a function of working depth  $h_j$  for mean regulation  $r_1$

rozbieżność w tym przedziale, uwzględniając częstotliwość dyskretyzowanych wartości  $h_j$  (o czym wcześniej sygnalizowano i przedstawiono na rysunku 3), ma stosunkowo mały wpływ na wartość funkcji celu  $\Theta$ . Znacznie większy wpływ mają rozbieżności (prawie nie występujące przy tak zrealizowanej optymalnej syntezy mechanizmu) wartości sił przeciążeniowych  $F_{xo}$  i  $F_x$  przy skrajnych głębokościach.

## PODSUMOWANIE

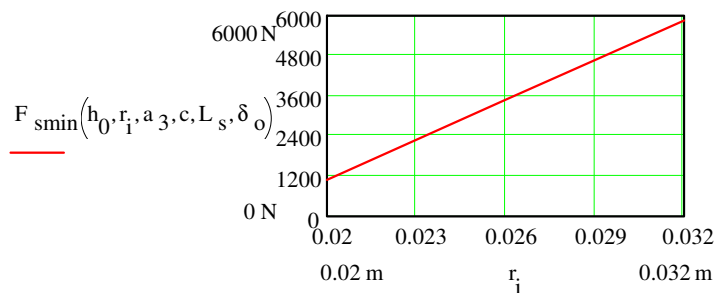
W wyniku przeprowadzonej optymalnej syntezy określono wartości parametrów konstrukcyjnych procesu pracy przykładowo wybranego automatycznego mechanizmu zabezpieczającego korpus pługa przed przeciążeniem. Wartości te (tab. 1) tak zostały określone (założone dla podzbioru  $X_{K_s}$  i dobrane dla podzbioru  $X_{K_d}$ ), że realizowana przez bezpiecznik siła przeciążeniowa  $F_x$ , będąca funkcją 24 różnych parametrów procesu pracy tego bezpiecznika, jest najbardziej z możliwych do uzyskania zbliżona do pożądanej przez użytkownika. Jej rzeczywisty przebieg, w funkcji głębokości roboczej  $h$  korpusu pługa i przyjętego przedziału wartości parametru regulacji  $r$  jej wartości, ilustruje rysunek 7. Dobierając wartości parametrów spełniono również przyjęte ograniczenia: zachowano niezbędny warunek uzyskania równoległości ramy korpusu pługa do powierzchni gleby podczas jej uprawy oraz uzyskano pożądaną siłę (rys. 8) na nakrętkę regulującej wartość parametru regulacji  $r$ , pozwalającą na stosunkowo łatwą zmianę przez użytkownika wartości siły przeciążeniowej w zależności od warunków eksploatacji.

Prezentowana metoda doboru umożliwiła również poznanie wpływu poszczególnych parametrów optymalizowanego mechanizmu bezpiecznika na jego jakość pracy. Rysunek 9 ilustruje wpływ przykładowo wybranych parametrów z podzbioru doborianych  $X_{K_d}$  na wartość minimalizowanej funkcji celu  $\Theta(h,r,X)$ . Analizując ten rysunek można m.in. stwierdzić, że:



Rys. 7. Przebieg siły przeciążeniowej realizowanej  $F_x$  w funkcji głębokości roboczej  $h$  po dobraniu wartości (tab. 1) parametrów konstrukcyjnych (m.in.  $a_3$ ,  $c$ ,  $L_s$ ,  $\delta_o$ ) dla wybranego bezpiecznika przy dwóch skrajnych wartościach parametru regulacji  $r$ : dla  $F_{x1}$   $r = r_{\min}$ ; dla  $F_{x2}$   $r = r_{\max}$

Fig. 7. Running of realized overload force  $F_x$  as a function of working depth  $h$  after matching (tab. 1) of constructional parameters (e. g.  $a_3$ ,  $c$ ,  $L_s$ ,  $\delta_o$ ) for a selected safety device with two extreme values of regulation parameter  $r$ : for  $F_{x1}$   $r = r_{\min}$ ; for  $F_{x2}$   $r = r_{\max}$

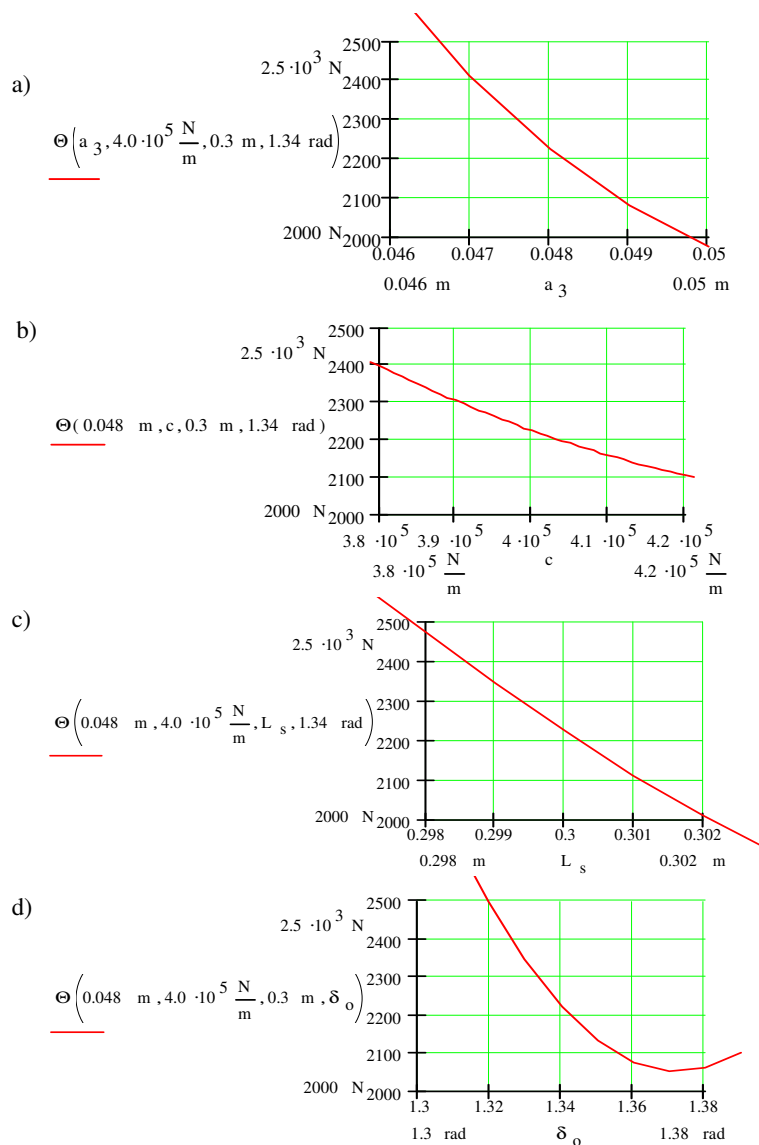


Rys. 8. Uzyskane wartości minimalnej siły  $F_{s\min}$  (na nakrętce regulacyjnej) w funkcji m.in. zmiany dobranych wartości parametru regulacji  $r_i$

Fig. 8. Received values of minimal force  $F_{s\min}$  (on an adjusting nut) as a function (among others) of variation of matched regulation parameter  $r_i$

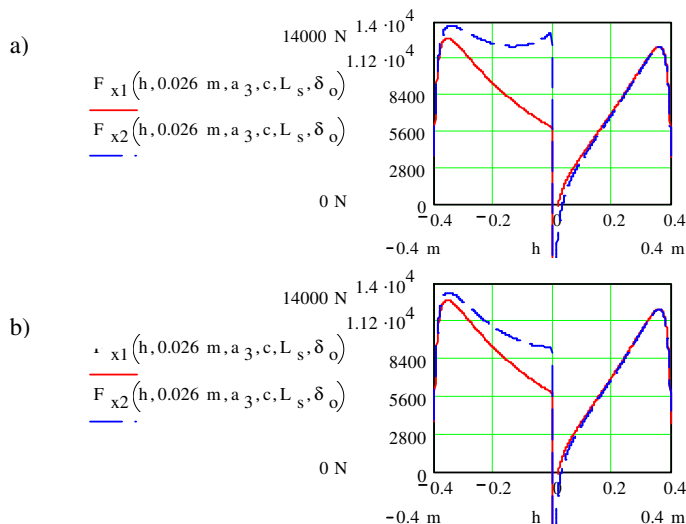
– przyjęta w doborze jako optymalna wartość  $\Theta = 2,22 \cdot 10^3$  N nie jest wartością najmniejszą z możliwych do uzyskania. Oznacza to, że przyjęciu mniejszych wartości  $\Theta$  przeszkadzają sformułowane w zadaniu ograniczenia, a w szczególności – co stwierdzono w wyniku analizy – warunek (3a) uzyskania minimalnej siły  $F_{s\min}$  na nakrętce regulującej wartość parametru  $r$

– zmiany wartości przykładowo przedstawionych parametrów z podzbioru dobieranych  $X_{kd}$  na wartość funkcji celu  $\Theta(h,r,X)$  mają charakter nieliniowy: przedziały poniżej przyjętych wartości w większym stopniu wpływają na optymalną wartość  $\Theta$  (powodując jej wzrost) aniżeli przedziały powyżej przyjętych wartości. Oznacza to, że ustalając dokładności wykonawcze tych dobieranych parametrów, należy przyjąć tolerancje na „plus” (tj. na wzrost przyjętych wartości).



Rys. 9. Wpływ wybranych parametrów ze zbioru  $X_{Kd}$  przykładowego bezpiecznika na wartość funkcji celu  $\Theta(h,r,X)$ : a) wpływ długości  $a_3$ ; b) wpływ sprężystości  $c$  sprężyny; c) wpływ długości  $L_s$  sprężyny w stanie spoczynku; d) wpływ kąta  $\delta_o$  położenia ramienia  $a_8$

Fig. 9. Influence of selected parameters from a set  $X_{Kd}$  of a safety device on value of an objective function  $\Theta(h,r,X)$ : a) influence of length  $a_3$ ; b) influence of elasticity  $c$  of a spring; c) influence of spring length  $L_s$  at a standstill; d) influence of angle  $\delta_o$  of position of an arm  $a_8$



Rys. 10. Porównanie przebiegu siły przeciążeniowej realizowanej  $F_x$  w funkcji głębokości  $h_j$  dla  $r_1 = 0.026$  m pod wpływem zmiany wybranych warunków eksploatacji: a) prędkości roboczej  $V_m$  z  $1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  dla  $F_{x1}$  do  $2.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  dla  $F_{x2}$ ; b) przyrostu prędkości  $\Delta V_m$  z  $0.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  dla  $F_{x1}$  do  $1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  dla  $F_{x2}$

Fig. 10. Comparison of running of a realized overload force  $F_x$  as a function of depth  $h_j$  for  $r_1 = 0.026$  m under the influence of change of selected using conditions: a) of working depth  $V_m$  from  $1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  for  $F_{x1}$  to  $2.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  for  $F_{x2}$ ; b) increment of speed  $\Delta V_m$  from  $0.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  for  $F_{x1}$  to  $1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  for  $F_{x2}$

Z kolei rysunek 10 ilustruje wpływ zmiany wartości parametrów eksploatacyjnych na charakter siły przeciążeniowej  $F_x$  realizowanej przez mechanizm bezpiecznika o przyjętych (w wyniku doboru) wartościach parametrów konstrukcyjnych. Analizując go, można m.in. stwierdzić, że:

- wzrost prędkości roboczej z założonej wartości  $1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  do  $V_m = 2.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  powoduje istotną zmianę przebiegu realizowanej siły przeciążeniowej  $F_x$  podczas unoszenia korpusu pługa. Siła ta ( $F_{x2}$ ) przyjmuje zarówno większe wartości po pierwszym etapie pracy bezpiecznika (tj. po uniesieniu korpusu na  $0.03$  m), jak i – przy dalszym jego unoszeniu – oczekiwany spadek wartości siły jest dużo mniejszy niż siły  $F_{x1}$  uzyskanej przy założonej prędkości  $V_m = 1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Podczas zagłębiania korpusu pługa (tj. dla głębokości  $h = 0-0.4$  m) wspomniany wzrost prędkości roboczej praktycznie nie wpływa na przebieg realizowanej siły  $F_x$

- wzrost przyspieszenia pługa (w wyniku zwiększenia prędkości roboczej) w czasie procesu pracy bezpiecznika z  $\Delta V_m = 0.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  do  $1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  również wpływa na przebieg realizowanej siły  $F_x$ , i to podobnie jak wyżej wspomniana prędkość robocza, ale w znacznie mniejszym stopniu.

Przedstawiona symulacyjna metoda doboru poszukiwanych wartości parametrów konstrukcyjnych, wykorzystująca optymalną syntezę fragmentu konstrukcji narzędzia uprawowego, pozwala w sposób najbardziej efektywny uzyskać postawiony cel pracy.

Doświadczalne (empiryczne) prześledzenie wpływu i dobranie optymalnych wartości dla 24 parametrów procesu pracy takiego bezpiecznika byłoby praktycznie niewykonalnym zadaniem. Jednakże warunkiem koniecznym – najczęściej najbardziej kłopotliwym – jest opracowanie modelu matematycznego optymalizowanej cechy narzędzia, odzwierciedlającego istotnie ważny dla doboru rzeczywisty jej przebieg w procesie pracy.

## PIŚMIENNICTWO

- Bernacki H. 1981. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. T. 1, cz. I i II – Narzędzia i maszyny uprawowe. PWRiL, Warszawa, 107–116.
- Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A. 1980. Teoria i metody obliczeniowe optymalizacji. PWN, Warszawa, 43–68.
- Osiński Z., Wróbel J. 1982. Teoria konstrukcji maszyn. Podstawy konstrukcji maszyn. PWN, Warszawa, 141–142.
- Traulsen H. 1989. Bruchschaden am Pflug können Sie verhindern. DLZ Landtech. Jg. 40, 8, 56–59.

## OPTIMAL SYNTHESIS OF A MECHANISM PROTECTING A CULTIVATING TOOL FROM OVERLOAD WITH A SELECTED PLOUGH SAFETY DEVICE AS AN EXAMPLE. PART II. MINIMIZATION OF CRITERION OF OPTIMIZATION

**Abstract.** The aim of this work was such definition of the values of constructional parameters of work process of a selected safety device protecting a cultivating tool (e.g. plough body) from overload to be able to obtain the least difference between protecting forces: a force realized by a safety device  $F_x$  and a force expected by a user  $F_{x_0}$ . The task was limited to the search for the minimal value of objective function, which described that difference and it was realized with the method of nonlinear optimization using the software package Mathcad. As a criterion of optimization, an error mean-square between functions of the mentioned forces  $F_x$  and  $F_{x_0}$  in defined ranges of working depth  $h$  of a cultivating element and a regulation parameter  $r$  of the force value was assumed. To define selectively fragments of variation of objective function significant for realized process (following from rank of selection of values of overload forces) variation ranges of parameters  $h$  and  $r$  were digitized. Values of force  $F_{x_0}$  were given in a table but for a force  $F_x$  a mathematical model from part I of this work was used, which among other things defined a set of parameters of work process of a safety device, which influenced its value and admissible values of the parameters. Constructional parameters were divided into two subsets: constant parameters  $X_{Ks}$  (assumed values, following from assignment of a safety device and cultivating tool) and matched parameters  $X_{Kd}$  (matched values as a result of realized optimal synthesis). Two limitations were introduced: necessary condition of obtainment of parallelism of a frame of a cultivating tool to soil surface during its cultivation and not large force (max 6 kN) on an adjusting nut allowing to change easily (by a user) the value of overload force according to using conditions. Algorithm of selection of desired values was given. Assumed and matched values of parameters of safety device work process were shown in a table and realization of optimal synthesis was illustrated in the work.

**Keywords:** cultivating tools, overload safety devices, optimization of construction, computer simulation

Zaakceptowano do druku – Accepted for print: 22.03.2004