

Dr Zoran Ristić,
pukovnik, dipl. inž.
Sc Slobodan Ilić,
kapetan I klase, dipl. inž.
Vojna akademija VJ, Odsek logistike,
Beograd
Mr Mile Davidović,
dipl. inž.

ODREĐIVANJE OPTIMALNIH VREDNOSTI IZLAZNIH PARAMETARA HIDRAULIČNE KOČNICE TRZANJA ARTILJERIJSKOG ORUĐA

UDC: 62-592.2:623.57:623.41/.42]:519.673

Rezime:

U radu je prikazano numeričko rešenje modela hidraulične kočnice trzanja artiljerijskog oruđa. U postupku numeričkog modeliranja izrađen je algoritam i odgovarajuće programsko rešenje za identifikaciju dinamičkog odziva karakterističnih parametara kočnice i simulaciju procesa trzanja. Izvršena je analiza uticaja polaznih veličina kočnice na nivo izlaznih parametara, kao i optimizacija izlaznih proračunskih parametara kočnice prema definisanim ograničenjima.

Ključne reči: hidraulična kočnica, sila otpora kočnice, pritisak tečnosti, proces trzanja.

DEFINING OPTIMAL VALUES OF OUTPUT PARAMETERS OF THE HYDRAULIC RECOIL BRAKE IN THE ARTILLERY WEAPON

Summary:

A numerical solution of a model for the hydraulic recoil brake in the artillery weapon is presented. A program solution and an algorithm for the identification of dynamic recoil brake parameters and the recoil process simulation have been worked out in the procedure of numerical modeling. The analysis of the influence of hydraulic brake input parameters on the level of estimated parameters has been performed as well as the optimization of estimated parameters to according to defined limitations.

Key words: hydraulic recoil brake, hydraulic-braking force, fluid pressure, recoil process.

Uvod

Impuls sile trzanja, odnosno količina kretanja koju imaju projektil i barutni gasovi u procesu opaljenja iz cevi oruđa, predstavlja osnovni parametar koji utiče na dinamičko ponašanje artiljerijskog oruđa. Impuls trzanja se u punom iznosu prenosi na lafet oruđa posredstvom protivtrajućeg uređaja (PTU). U osnovi PTU je mehaničko-hidraulični sklop koji čine hidraulična kočnica trzanja i povratnik, kao glavni delovi elastične veze cevi i lafeta oruđa. Primarni zadatak uređaja

je da obezbedi kočenje trzajućih delova oruđa (cevi), odnosno formiranje potrebne sile ukupnog otpora trzanja $R(x)$, koja na određenoj dužini trzanja treba da neutrališe dejstvo sile trzanja.

Impuls trzanja je posledica reaktivnog dejstva pritiska barutnih gasova na dno kanala cevi, tj. sile trzanja $F_g(t)$, za vreme opaljenja, uključujući i period isticanja gasova iz cevi do momenta kada pritisak gasova padne na atmosferski. Definiše se poznatom relacijom u teoriji lafeta [1]:

Maksimalne vrednosti ubrzanja i brzine trzanja cevi

Oruđe (mm)	a_{max} (m/s ²)		v_{max} (m/s)		t_t (s)	x_λ (m)
	t(m), s	x(m); m	t(m), s	x(m); m		
PT 100	1905		12,39		0,1890	0,838
	0,0052	0,012	0,0153	0,100		
TON 100	3703		13,98		0,1246	0,880
	0,0030	0,004	0,0210	0,244		
TH 152	3535		12,76		0,1686	0,885
	0,0054	0,012	0,0130	0,092		

t(m), x(m) – vreme trzanja i pomak cevi,

t_t – ukupno vreme trzanja,

x_λ – ukupni put trzanja.

$$I_t = \int_0^{t_t} F_g(t) dt$$

Maksimalne vrednosti sile $F_g(t)$ na oruđima su reda veličine $6 \cdot 10^6$ N, a vreme dejstva do 40 ms, što zavisi od veličine energije barutnog punjenja. Delovanje sile $F_g(t)$ na trzajuću masu (u daljem tekstu cev) impulsnog je karaktera, usled čega se cev naglo ubrzava (zaleće) iz stanja mirovanja sa izrazito promenljivim ubrzanjem tokom vremena kretanja (tzv. nestacionarno kretanje pokretnih masa $a = a(t)$).

Ubrzanja cevi oruđa u toku procesa trzanja su promenljiva i kreću se u granicama od 400 g do -70 g, a brzine trzanja od 5 do 18 m/s [2]. Radi ilustracije karakteristika promene parametara kretanja cevi, u tabeli 1 prikazane su maksimalne vrednosti ubrzanja i brzine trzanja cevi, koje su eksperimentalno utvrđene merenjem na nekim vrstama artiljerijskih oruđa.

Sa aspekta problema koji je predmet ovog rada, logički se nameću sledeća pitanja:

– kako treba da izgleda raspored kretanja, tj. algoritam brzine trzanja da bi se cev dovela do kraja trzanja;

– kojim modelima kočenja kretanja cevi kod oruđa sa hidrauličnom kočnicom trzanja se mogu izbeći ekstremne vrednosti sile inercije, s tim što bi se smanjivanjem njihovog intenziteta povećalo vreme u kojem deluju;

– sa kakvom promenom relevantnih parametara hidraulične kočnice se na zadatoj dužini trzanja x_λ može obezbediti potrebna zakonitost otpora kretanju cevi (kočenja) do njenog zaustavljanja uz zadovoljenje dinamičkih uslova stabilnosti i opterećenja lafeta oruđa.

Zavisno od namene oruđa, tehničkim zahtevima se traži da se zadati put trzanja ostvari u funkciji elevacionog ugla cevi (φ) pri gađanju sa različitim barutnim punjenjima, odnosno promenljivim silama barutnog punjenja. U kinematskom smislu, zadati put trzanja može se postići sa različitim funkcijama promene brzine, ali uz uslov da na kraju trzanja brzina cevi mora biti jednaka nuli. Prema tome, ubrzanje cevi, odnosno kočenje, u ovom slučaju zavisi od brzine.

Može se postaviti pitanje šta se dešava u slučaju kada je put trzanja nula ili kada je veoma veliki.

U prvom slučaju, kada je put trzanja jednak nuli ($x = 0$), lafet oruđa ne bi

imao klizače za vođenje cevi tokom kretanja, ali bi zbog velike sile u osloncu morao da bude veoma krut i vezan za jak oslonac. Drugi slučaj, kada je put trzanja veliki, zahteva male sile u osloncu lafeta ali veliku dužinu klizača. Maksimalni put trzanja definiše potrebnu dužinu klizača. Model kočenog trzanja, u ovom slučaju može se postaviti tako da su u periodu zaletanja cevi otpori kočenja mali a da je u fazi kočenja cevi kočenje sa konstantnim negativnim ubrzanjem do zaustavljanja cevi.

Ovde se nameću problemi – kako definisati optimalnu veličinu zadatog puta i kako u okviru zadatog puta definisati najmanju silu koja opterećuje lafet oruđa?

U teoretskom smislu najmanja sila ukupnog otpora trzanju, koja se prenosi na lafet je konstantna na celom putu trzanja:

$$R(x) = \frac{L_u}{x_\lambda} = \text{const.} \quad (1)$$

gde je:

$$L_u = \frac{I_t^2}{2M_t} + M_t g x_\lambda \sin \varphi - \text{ukupan rad sile, odnosno energija koja se unese u sistem,}$$

M_t – masa trzajućih delova,
 $M_t g \sin \varphi$ – komponenta težine trzajuće mase.

U matematičkom smislu to bi bio potreban kriterijum za rešavanje diferencijalne jednačine kretanja cevi. Ako se optimalni put trzanja x_λ definiše prema taktičko-tehničkim zahtevima oruđa, pa je poznata funkcija puta od elevacionog ugla $x = x(\varphi)$, onda izraz (1) istovremeno predstavlja i kriterijum optimalnosti.

Sila ukupnog otpora trzanju $R(x)$, izražena preko konstitutivnih članova, jednaka je:

$$R(x) = F_k(x, \dot{x}) + F_p(x) + F_{tr} \quad (2)$$

gde je:

$$F_k(x, \dot{x}) = \left[\frac{C_1}{a^2(x)} + C_2 \right] \dot{x}^2 - \text{sila otpora}$$

HK,

C_1, C_2 – konstante koje definišu geometrijske parametre hidraulične kočnice i svojstva hidraulične tečnosti. Njihova vrednost i oblik zavise od tipa i konstruktivnog rešenja hidraulične kočnice, $a(x)$ – površina protočnih otvora u kočnici trzanja,

$\dot{x} = v$ – brzina trzanja cevi,

x – put trzanja (pomak klipa kočnice),

$$F_p(x) = F_{po} \left(\frac{H_o}{H_o - x} \right)^k - \text{sila otpora povratnika,}$$

F_{po} – početna sila u povratniku,

H_o – svedena dužina gasa u povratniku,

k – koeficijent adijabate gasa u povratniku,

$F_{tr} = F_t(f \cos \varphi + \bar{v})$ – sila ukupnog trenja

(u vodicama kulevke i zaptivačima PTU),

F_t – težina trzajuće mase,

f – koeficijent trenja u vodicama kulevke,

\bar{v} – koeficijent trenja u elementima za

zaptivanje hidraulične kočnice i povratnika.

Sa ovakvim modelom ukupnog otpora trzanju $R(x)$, diferencijalna jednačina kretanja cevi u procesu trzanja ima oblik:

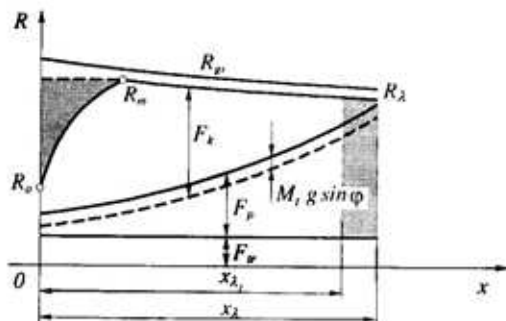
$$M_t \ddot{x} = F_g(t) - R + M_t g \sin \varphi \quad (3)$$

U jednačini kretanja (3) sila trzanja $F_g(t)$ je nelinearna funkcija vremena i zavisi od balističkih karakteristika kon-

kretnog oruđa. Ako postoji, uticaj gasne kočnice oruđa na veličine sile $F_g(t)$ u toku perioda isticanja gasova, određuje se izrazom [3]:

$$F_{gk}(t) = \chi F_g(t)$$

gde je $\chi = \frac{\alpha\beta - 0,5}{\beta - 0,5}$ - impulsna karakteristika gasne kočnice (GK).



Sl. 1 - Sila kočenja trzanja

Koeficijent isticanja gasova β i konstruktivna karakteristika α GK određuju se poznatim metodama [1, 4].

Pri projektovanju PTU oruđa primenom klasičnog modela proračuna, zakonitost promene sile otpora $R(x)$ obično se pretpostavlja ili zadaje po periodima trzanja, ali tako da ne pređe dopuštenu (graničnu) silu $R_m \leq R_{gr}$, koja se definiše uslovima dinamičke stabilnosti oruđa pri opaljenju (slika 1).

Realizacija promene idealne sile $R(x) = \text{const.}$ (konstantna sila na putu

trzanja) teško se postiže, jer na nju utiču različiti i brojni parametri [2]. Analiza uticaja nekih od važnijih parametara na promenu sile $R(x)$ i mogući postupak optimizacije sile $R(x)$ dati su u [5, 6].

Iz rezultata analize može se zaključiti da se usvojena zakonitost ukupne sile otpora $R(x)$ može realizovati preko promenljive sile hidraulične kočnice $F_k(x, \dot{x})$ (slika 1) i da je u tom smislu njen uticaj na ponašanje oruđa dominantan.

Zbog toga je u članku nastojano da se pomoću mehaničkog modela hidraulične kočnice sa kontraklipnjačom odredi uticaj svih relevantnih ulaznih veličina kočnice trzanja na nivo izlaznih parametara, odnosno da se definišu njihove optimalne vrednosti radi efikasnijeg funkcionisanja sistema.

Programsko rešenje klasičnog modela hidraulične kočnice

Programsko rešenje klasičnog modela rešava diferencijalnu jednačinu kretanja trzajućih delova (3). U proračun je uvedena kriva procene pritiska barutnih gasova $p(t)$ na dno barutne komore, registrovana merenjem za sve vreme dejstva gasova (uključujući i period isticanja). Za ocenu mehaničkog modela trzanja izabrano je vučno artiljerijsko oruđe kalibra 122 mm, koje ima hidrauličnu kočnicu sa kontraklipnjačom poznate konstrukcije i dimenzija, čija se sila hidrauličnog otpora određuje izrazom [7]:

$$F_k(x, \dot{x}) = \frac{k_1 \cdot p}{2} \left[\left(\frac{A_t - A_r + b}{a(x) + \sqrt{\frac{k'}{k}} \cdot b} + 1 \right)^2 (A_t - A_r) + \frac{k_2}{k_1} \frac{A_{in}^3}{\Omega^2} \right] \cdot v^2 \quad (4)$$

gde je:

$k' = (0,02-0,03) l/\Delta + 1$ – zazor sa lavi-
rintnim zaptivanjem,

l – dužina zazora b ,

Δ – veličina radijalnog zazora,

$A_t = \frac{\pi}{4}(d_k^2 - d_{ks}^2)$ – radna površina klipa
pri trzanju,

$A_r = \frac{\pi}{4}d_r^2$ – površina otvora regulacionog
prstena,

$a(x) = \frac{\pi}{4}(d_r^2 - \delta^2)$ – površina promenljivog
protočnog otvora kočnice trzanja,

k, k_2 – koeficijenti otpora osnovnom i
dopunskom proticanju tečnosti u kočnici
(konstantne promene [5]),

ρ – gustina hidraulične tečnosti (880 kg/
 m^3 za hidraulično ulje HUNT-S),

v – brzina trzanja,

$\Omega = \frac{\pi}{4}(d_{ku}^2 - \delta_{max}^2)$ – površina prstenastog
zazora između unutrašnjeg prečnika klip-
njače i maksimalnog prečnika kontraklip-
njače,

$A_{tn} = \frac{\pi}{4}d_{ku}^2$ – radna površina klipa kočni-
ce vraćanja,

$b_0 = \frac{\pi}{4}(d_c^2 - d_k^2)$ – površina prstenastog
zazora između cilindra i klipa hidraulične
kočnice,

d_c – unutrašnji prečnik cilindra kočnice,

d_k – prečnik klipa,

d_{ks} – prečnik klipnjače,

d_{ku} – unutrašnji prečnik šupljine klipnja-
če,

d_r – prečnik regulacionog prstena,

δ_x – prečnik kontraklipnjače kočnice
(promenljivi).

S obzirom na iznete činjenice, dife-
rencijalna jednačina kretanja trzajućih

delova u procesu trzanja, za klasičan
model, može se napisati u obliku:

$$M_t \frac{d^2x}{dt^2} = p(t) \cdot S_{bk} - \left[F_k(x, \dot{x}) + \right. \\ \left. + F_p(x) + F_{tr} \right] + M_t g \sin \varphi \quad (5)$$

gde je S_{bk} – površina preseka dna barutne
komore.

Mehaničko i hidraulično trenje svih
elemenata je linearizovano i zamenjeno
konstantnom silom ukupnog trenja F_{tr} u
toku trzanja. Nelinearna i nehomogena
diferencijalna jednačina kretanja drugog
reda (5) rešena je numeričkom metodom
Runge Kutta 5. reda, uz korišćenje pro-
gramskog paketa MATLAB 4.2.c.

U okviru programskog rešenja sači-
njen je simulacioni model korišćenjem
programskog modula SIMULINK, za do-
bijanje rešenja parametara kretanja u
vremenskom domenu (vremenske funk-
cije).

Algoritam rešenja klasičnog modela
prikazan je na slici 2.

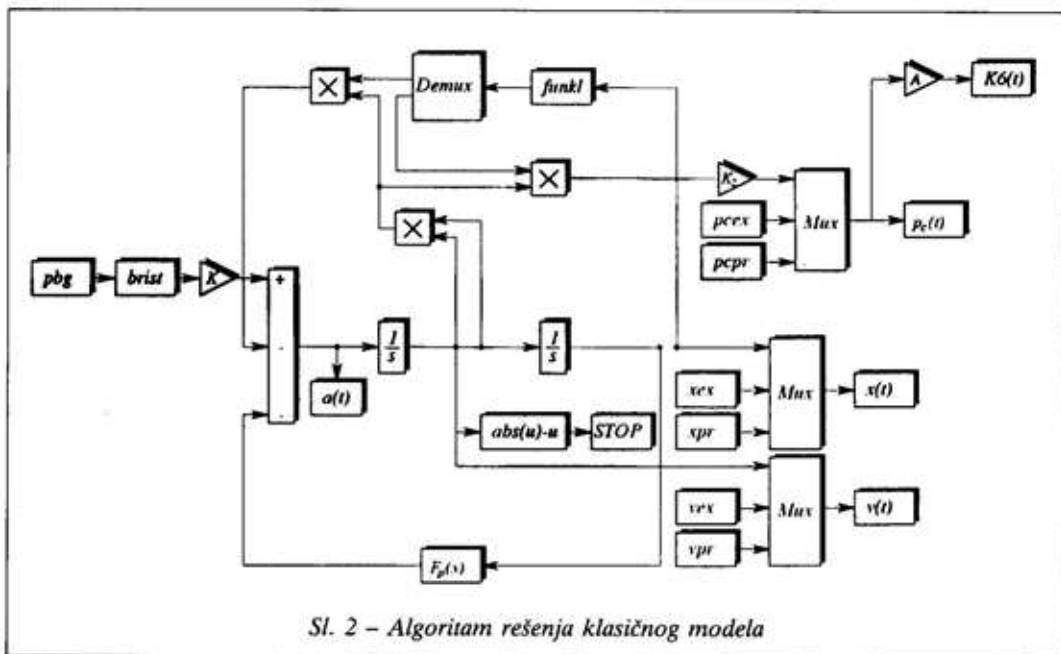
Ulaz u simulacioni model je vremen-
ska funkcija pritiska barutnih gasova u
cevi oruđa, kao i svi neophodni konstan-
tni ili poznati promenljivi konstrukcioni
parametri [8].

Funkcijski potprogram Funkl za
svaki prolaz proračunava neophodne pro-
menljive koeficijente u diferencijalnoj
jednačini (5). Ulazni parametar u funkcij-
ski potprogram je pređeni put klipa hi-
draulične kočnice, a izlazni podaci su
promenljivi koeficijenti u diferencijalnoj
jednačini (5).

Izlazni parametri iz simulacionog
modela su sledeće vremenske funkcije:

$a(t)$ – ubrzanje trzajućih delova (odnosno
klipa kočnice),

$v(t)$ – brzina trzanja,



Sl. 2 – Algoritam rešenja klasičnog modela

$v_{ex}(t)$ – eksperimentalna kriva brzine trzanja (iz datoteke),

$v_{pr}(t)$ – proračunska kriva brzine,

$x(t)$ – pređeni put trzajuće mase,

$x_{ex}(t)$ – eksperimentalna kriva puta trzanja (iz datoteke eksperimentalnih podataka),

$x_{pr}(t)$ – proračunska kriva puta,

$p_c(t)$ – kriva pritiska tečnosti u cilindru hidraulične kočnice,

$p_{cex}(t)$ – eksperimentalna kriva pritiska tečnosti u cilindru hidraulične kočnice (iz datoteke eksperimentalnih podataka),

$p_{cpr}(t)$ – proračunska kriva pritiska tečnosti u cilindru hidraulične kočnice,

$F_R(t)$ – sila otpora hidraulične kočnice trzanja.

Za uporednu analizu mernih i proračunskih vrednosti parametara kočnice, u programsko rešenje uključene su datoteke vremenskih funkcija eksperimentalnih podataka za pritisak tečnosti u kočnici, brzinu i put trzanja.

Eksperimentalni podaci o dinamičkom ponašanju izabrane hidraulične kočnice trzanja određeni su pri ispitivanju gađanjem [8].

Osetljivost modela na ulazne parametre

U matematički i programski model uključen je veliki broj ulaznih parametara koji je moguće podeliti u tri grupe:

- konstrukcioni parametri,
- unutrašnjebalistički parametri,
- hidraulični parametri.

Konstrukcioni parametri određeni su na osnovu sklopnog i radioničkih crteža posmatrane konstrukcije. Za proračun se uzimaju njihove nominalne (srednje) vrednosti. U konstrukcione parametre spadaju:

- D – unutrašnji prečnik cilindra hidraulične kočnice,
- d – spoljašnji prečnik klipnjače,

d_m – prečnik klipa moderatora,
 l_m – dužina klipa moderatora,
 b – širina kanala u šupljini klipnjače,
 d_r – unutrašnji prečnik regulacionog pr-
 stena,
 d_1 – unutrašnji prečnik šupljine klipnjače,
 l_p – dužina kontraklipnjače sa promenlji-
 vim prečnikom,
 l_{p1} – dužina kontraklipnjače sa konstan-
 tnim prečnikom,
 l_{kl} – dužina klipa,
 d_o – prečnik otvora na klipu,
 l_o – dužina otvora na klipu,
 H_o – svedena dužina početne zapremine
 hidropneumatskog povratnika,
 F_{po} – početna sila hidropneumatskog po-
 vratnika,
 b_1 – širina zaptivača,
 $h_y(x)$ – dubina kanala u šupljini klipnjače
 po dužini,
 $\delta_y(x)$ – prečnik kontraklipnjače po dužini.

Unutrašnjebalistički parametri utiču na ponašanje sistema u početnim vremen-
 skim intervalima, a to su:

$p(t)$ – pritisak barutnih gasova na dno
 cevi oruđa,
 k – koeficijent adijabate,
 p_u – pritisak barutnih gasova na ustima
 cevi,
 t_u – vreme kretanja projektila kroz cev
 oruđa,
 β – parametar isticanja barutnih gasova,
 μ_p – masa barutnog punjenja,
 m_p – masa projektila,
 v_0 – početna brzina projektila.

Hidraulični parametri određuju po-
 našanje hidraulične tečnosti u procesu
 trzanja, što se odražava na ukupan otpor
 hidraulične kočnice. Hidraulični parame-
 tri su:

ρ – gustina hidraulične tečnosti,
 η – dinamički viskozitet tečnosti,
 ν – kinematski viskozitet tečnosti,

V_t – ukupna zapremina hidraulične tečno-
 sti,
 β – koeficijent stišljivosti tečnosti,
 ε_s – koeficijent lokalnog otpora skretanju
 struje tečnosti udesno,
 ε_{ls} – koeficijent lokalnog otpora skretanju
 struje tečnosti ulevo,
 ε_{ld} – koeficijent lokalnog otpora tečnosti
 pri prolasku kroz difuzor.

Da bi se ispitala osetljivost modela
 na ulazne parametre neohodno je varirati
 svaki parametar određeni broj puta u
 prethodno definisanim granicama i za
 svaku takvu kombinaciju vrednosti ula-
 znih parametara analizirati karakteri-
 stične izlazne veličine. Da bi se izbegao
 enormno veliki broj takvih varijacija ula-
 znih parametara, i da bi se izbegao veliki
 broj datoteka izlaznih parametara, kroz
 programski model propuštene su samo
 kombinacije donjih i gornjih graničnih
 vrednosti ulaznih parametara. Na taj na-
 čin moguće je proceniti ponašanje posma-
 tranih izlaznih veličina pri promeni ula-
 znih, od minimalne do maksimalne vred-
 nosti.

Kod konstrukcionih parametara gorn-
 nja i donja granica određene su na osnovu
 vrste i širine tolerantnog polja pripada-
 juće dimenzije. Kod unutrašnjebalističkih
 i hidrauličnih parametara granice varira-
 nja određene su promenom nominalnih
 vrednosti za $\pm 5\%$.

Granične vrednosti ulaznih parame-
 tara, sa kojima je raden proračun, prika-
 zane su u tabeli 2.

Nakon prve serije prolaza može se
 zaključiti da od 33 ulazna parametra
 prema tabeli 2, 18 parametara nema veći
 uticaj na posmatrane izlazne funkcije.
 Time je broj relevantnih ulaznih parame-
 tara znatno smanjen i sveden na parame-
 tre čije su oznake: D , d , d_m , l_m , b , d_r , d_1 ,
 l_p , l_{p1} , $h_y(x)$, $\delta_y(x)$, $p(t)$, ε_s , ε_{ls} , ε_{ld} .

Granične vrednosti ulaznih parametara

Konstrukcioni parametri			Unutrašnjebalistički parametri			Hidraulični parametri		
Oznaka veličine	Nominalna vrednost (m)	Granične vrednosti (m)	Oznaka veličine	Nominalna vrednost (m)	Granična vrednost (m)	Oznaka veličine	Nominalna vrednost (m)	Granična vrednost (m)
D	0,110	0,1105	p(t)	funkcija vremena	p(t) + 5%	ρ	900	945
		0,1095			p(t) - 5%			855
d	0,062	0,0619	η _{pp}	1,20	1,32	η	0,322	0,338
		0,0617			1,08			0,306
d _m	0,0515	0,0517	p _u	59,5 · 10 ⁶	65,45 · 10 ⁶	v	35,5 · 10 ⁻⁵	37,28 · 10 ⁻⁵
		0,0513			53,55 · 10 ⁶			33,73 · 10 ⁻⁵
l _m	0,105	0,115	t _u	0,0079679	8,366 · 10 ⁻³	v _t	10,3 (l)	10,82
		0,095			7,570 · 10 ⁻³			9,79
b	0,010	0,0105	β	1,640	1,722	β̄	1/70 · 10 ⁻¹¹	0,015 · 10 ⁻¹¹
		0,0095			1,56			0,014 · 10 ⁻¹¹
d _r	0,042	0,0422	μ _p	4,85	5,09	ε _s	0,88	0,924
		0,0418			4,61			0,836
d _i	0,052	0,0523	m _p	21,76	22,85	ε _{ib}	0,211	0,222
		0,0520			20,67			0,200
l _p	0,915	0,916	v _o	730,0	766,5	ε _{id}	1,34	1,407
		0,914			693,5			1,273
l _{pl}	0,188	0,189						
		0,187						
l _{kl}	0,065	0,0656						
		0,0650						
d _o	0,020	0,025						
		0,015						
l _o	0,020	0,022						
		0,018						
H _o	1,686	1,756						
		1,400						
F _{po}	16320(N)	17952						
		14688						
b _i	0,012	0,0132						
		0,0108						
h _y (x)	funkcija puta	h _y + 0,0001						
		h _y - 0,0001						
δ _y (x)	funkcija puta	δ _y + 0,0000						
		δ _y - 0,0001						

v_{max} – maksimalna brzina trzanja,
x = x_λ – ukupna dužina trzanja,
t = t_{tr} – ukupno vreme procesa trzanja,
p_c(p_{1max}, p_{2min}, p_{3max}) – pritisak u cilindru hidraulične kočnice u tri karakteristične tačke.

Navedene karakteristike tačke prikazane su na slici 3.

Posmatra se procentualna promena navedenih karakterističnih izlaznih veličina za svaku graničnu vrednost odgovarajućeg ulaznog parametra i na osnovu toga zaključuje o uticaju ulaznog parametra.

Karakteristični rezultati u ovoj seriji prolaza prikazani su u tabeli 3.

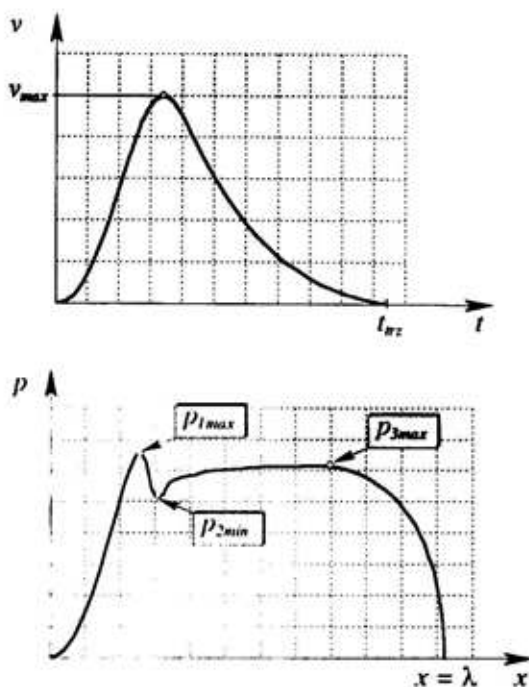
Na osnovu dobijenih promena izlaznih veličina u karakterističnim tačkama, pri variranju parametara ulaza, u datom intervalu graničnih vrednosti, nakon druge serije prolaza moguće je izdvojiti sledeće relevantne parametre, čije su oznake: d_m, d_r, h_y(x), δ_y(x), p(t).

Karakteristični rezultati proračuna sa graničnim vrednostima relevantnih ulaznih parametara

Red. br.	Oznaka parametra (srednja vrednost)	Granične vrednosti	Izlazne veličine					
			$\Delta v_{\max}(\%)$	$\Delta x_i(\%)$	$\Delta t_{\text{trz}}(\%)$	$\Delta p_{1\max}(\%)$	$\Delta p_{2\min}(\%)$	$\Delta p_{3\max}(\%)$
1.	D (0,110)	0,11015	-0,0033	-0,152	-0,152	0,7599	0,735	-1,99
		0,10985	-0,0399	0,167	0,000	-0,7565	-0,7317	2,387
2.	d (0,062)	0,0619	0,0109	-0,059	0,270	0,285	0,276	-0,788
		0,0617	-0,00079	-0,172	0,271	0,854	0,826	-2,25
3.	d_m (0,515)	0,0517	-3,782	-1,299	-0,271	2,367	2,157	5,166
		0,0513	3,205	1,359	-1,218	-2,955	-2,644	-4,933
4.	l_m (0,100)	0,105	0,3152	0,1775	0,00001	0,1763	0,1838	3,612
		0,095	-0,4694	-0,161	-0,00001	-0,1769	-0,1834	-3,169
5.	b (0,010)	0,0105	0,5173	0,1697	0,00001	-0,0353	-0,0635	-0,0377
		0,0095	-0,455	-0,176	-0,00001	0,0352	0,0633	-0,0782
6.	d_r (0,042)	0,0422	3,5274	1,536	-1,2994	-4,0925	-3,647	1,6748
		0,0418	-3,9976	-1,5727	0,00001	4,333	3,829	-6,247
7.	d_l (0,052)	0,0523	4,325	1,9763	-1,515	-4,5964	-4,1114	-7,182
		0,0520	0	0	0	0	0	0
8.	l_p (0,915)	0,916	0,0026	-0,0074	0,00001	0,0315	0,0287	-0,0173
		0,914	-0,0023	0,0075	-0,00001	-0,0312	-0,0283	0,0195
9.	l_{pl} (0,120)	0,121	0,0026	-0,0074	0,00001	0,0315	0,0287	-0,0173
		0,119	-0,0023	0,0075	-0,00001	-0,0312	-0,0283	0,0195
10.	h_y	$h_y + 0,0001$	1,022	0,3535	0,271	-0,100	-0,1737	-0,5604
	$h_y(x)$	$h_y - 0,0001$	-1,1093	-0,3200	0,00001	0,0998	0,1723	1,1416
11.	δ_y	$\delta_y + 0,0000$	0	0	0	0	0	0
	$\delta_y(x)$	$\delta_y - 0,0001$	1,757	0,530	-4,873	-1,5739	-1,349	4,065
12.	$p = p(t)$	$p(t) + 5\%$	5,019	1,779	-1,435	8,156	1,367	2,38
		$p(t) - 5\%$	-5,0213	-1,333	5,414	-7,83	-7,923	-1,094
13.	ε_s (0,88)	0,968	-0,013	-0,0036	0,00001	0,00003	0,00003	-0,0242
		0,792	0,0131	0,0036	-0,00001	-0,00003	-0,00003	0,0242
14.	ε_{ts} (0,211)	0,232	0,0801	-0,059	0,27071	0,7761	0,764	-0,803
		0,190	-0,0754	0,0584	0,00001	-0,7768	-0,7648	0,8196
15.	ε_{td} (1,34)	1,474	0,4328	-0,3603	0,812	4,941	4,861	-4,59
		1,206	-0,1946	0,4074	-2,166	-4,968	-4,895	5,95
Proračunski rezultati sa srednjim vrednostima ulaza			$v_{\max} = 12,069$	$x_i = \lambda = 0,9116$	$t_{\text{trz}} = 0,1847 \text{ s}$	$p_{1\max} = 95,57 \text{ bar}$	$p_{2\min} = 75,64 \text{ bar}$	$p_{3\max} = 98,9 \text{ bar}$

Može se zaključiti da najveći uticaj imaju vrednosti protočnih površina za osnovna i dopunska proticanja, kao i vrednost pritiska barutnih gasova u cevi oruda. Uticaj na pritisak barutnih gasova ograničen je i zavisi od unutrašnjebalističkih parametara. Uticaj protočnih po-

vršina na parametre trzanja moguće je ispitati preko uticaja funkcija dubine kanala u šupljini klipnjače $h_y(x)$, funkcije prečnika kontraklipnjače $\delta_y(x)$, kao i pripadajućih koeficijenata otpora proticanja tečnosti $k_1(x)$ i $k_2(x)$.

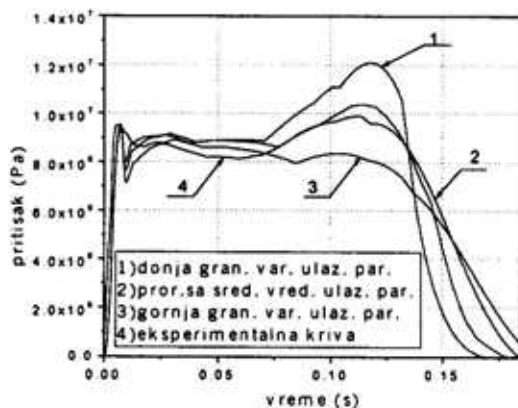


Sl. 3 – Karakteristične tačke za ispitivanje uticaja ulaznih parametara

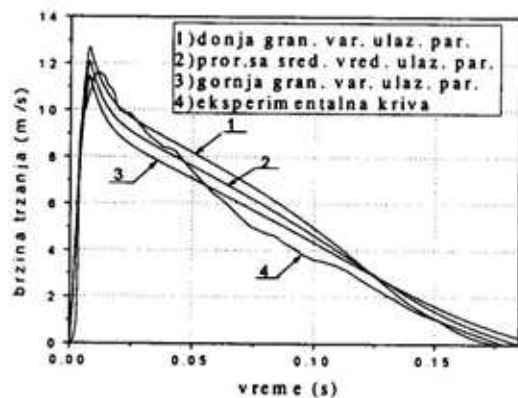
Nakon selekcije relevantnih parametara uzimaju se svi polazni parametri (tabela 3) koji povećavaju izlazne rezultate radi dobijanja gornje granice izlaznih veličina, pri čemu se uzimaju svi polazni parametri sa donjim dozvoljenim nivoom koji smanjuju izlazne rezultate. Na taj način dobija se pojas ili područje izlaznih rezultata proračuna koje je ograničeno parametrima maksimalnog i minimalnog ulaza.

Grafička ilustracija proračunskih veličina, pritiska tečnosti u cilindru kočnice, brzine trzanja i puta trzanja prikazana je na slikama 4, 5 i 6. Takođe, prikazani su i rezultati proračunatih veličina dobijeni testiranjem programskog rešenja teorijsko-numeričkog modela sa srednjim vrednostima ulaznih parametara.

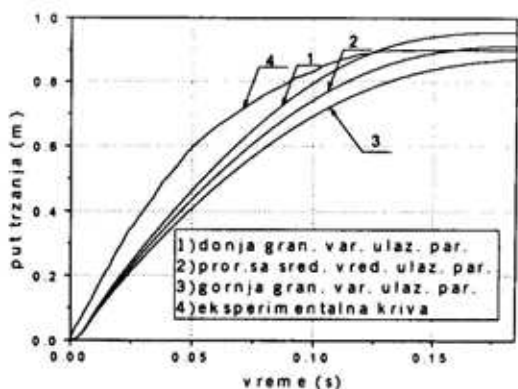
Navedena ideja je realizovana da bi se rezultati proračuna komparirali sa eks-



Sl. 4 – Promena pritiska u cilindru kočnice



Sl. 5 – Promena brzine trzanja



Sl. 6 – Put trzanja u funkciji vremena

perimentalnim rezultatima. Ako je teorijsko-numerički model korektan, svi rezultati eksperimenta bi se morali naći unutar pojasa izlaznih rezultata, ograničenog rezultatima maksimalnog i minimalnog ulaza. Dijagrami toka izlaznih veličina, prema prikazanim slikama, sa izvesnim odstupanjima na pojedinim segmentima za krive pritiska u završnom delu i puta trzanja u početnom delu, pokazuju dobru usaglašenost sa eksperimentalnim rezultatima za oruđe H-122 mm.

S obzirom na to da se dobija relativno širok dijapazon izlaznih rezultata proračuna, može se očekivati slično i za oruđe SO 100 mm.

Iako definisano područje izlaznih rezultata na osnovu dozvoljene gornje i donje granice ulaznih podataka omogućuje brzu i jednostavnu ocenu valjanosti modela i njegovu osetljivost, u konačnom zaključivanju treba biti oprezan. Za veću pouzdanost ocene rezultata nužno je izvođenje faktorskog plana eksperimenta tipa 2^n sa svim kombinacijama variranja ulaznih parametara. Ovakav pristup, s obzirom na veliki broj ulaznih parametara zahtevao bi veliki broj proračunskih prolaza i vreme rada računara, pa zbog toga nije rađen.

Određivanje optimalnih vrednosti izlaznih parametara hidraulične kočnice

Prikazani programski model ima veliki broj ulaznih i izlaznih parametara. Za svaku izlaznu veličinu moguće je dobiti njenu vremensku promenu. Vrlo je značajno posmatrati nekoliko najbitnijih izlaznih veličina kao što su:

- $x(t)$ – put trzajućih delova,
- $v(t)$ – brzina trzanja trzajućih delova,

$p_1(t)$ – pritisak u cilindru hidraulične kočnice,

$F_k(t)$ – sila otpora kočnice trzanja.

Poznavajući vremenske funkcije promene navedenih izlaznih veličina moguće je analizirati ponašanje sistema sa stanovišta optimalnog funkcionisanja. Neke od navedenih veličina (x , v , p_1) moguće je odrediti eksperimentalnim putem, radi verifikacije matematičkog i programskog modela. Variranjem vrednosti ulaznih parametara u modelu moguće je ispitati uticaj svakog ulaznog parametra na posmatrane izlazne veličine. U tom smislu moguće je odrediti skup najrelevantnijih ulaznih parametara, odrediti njihov uticaj i analizirati mogućnost poboljšanja posmatrane konstrukcije, s obzirom na izlazne veličine.

Osnovni izlazni parametri koji određuju pravilno i efikasno funkcionisanje sistema su:

- promena pritiska u cilindru hidraulične kočnice,
- vremenska funkcija puta trzanja i ukupna dužina trzanja,
- promena brzine kretanja trzajućih delova,
- ukupno vreme trzanja.

Pri projektovanju artiljerijskih sistema, da bi se dobilo što efikasnije oruđe, neophodno je, pored ostalog, težiti ispunjenju kontradiktornih zahteva da put trzanja i ukupno vreme trzanja budu što kraći, a istovremeno da sile koje deluju na sklopove oruđa budu što manje. Potrebno je definisati takvu kombinaciju ulaznih parametara koja će dati optimalne vrednosti najvažnijih pomenutih izlaznih parametara (tj. minimalnu dužinu i vreme trzanja uz ograničenje u vrednosti maksimalnog pritiska u cilindru hidraulične kočnice). Ograničenje prit-

ska u cilindru hidraulične kočnice neophodno je zbog toga što:

- pritisak u cilindru hidraulične kočnice direktno utiče na silu ukupnog otpora trzanja, odnosno na napadne sile na sklopove i elemente sistema,

- pritisak u cilindru hidraulične kočnice mora biti ograničen usled ograničene otpornosti zidova cilindra hidraulične kočnice, klipnjače i ostalih elemenata hidraulične kočnice.

Pronalaženje optimalnih vrednosti pomenutih izlaznih parametara urađeno je variranjem vrednosti i funkcija relevantnih ulaznih parametara i upoređivanjem dobijenih izlaza za svaki prolaz u programskom modelu.

U programskom modelu za najrelevantnije ulazne parametre odabrani su:

- ukupna površina protočnih otpora u funkciji puta trzanja $a(x)$,

$$f(x) = \frac{\rho}{2} \left[k_1(x) \left(\frac{A_t - A_r + b}{a(x) + \sqrt{\frac{k'}{k_1(x)}} \cdot b} + 1 \right)^2 (A_t - A_r) + k_2(x) \frac{A_{in}^3}{\Omega^2} \right] \quad (6)$$

Koeficijenti u izrazu (6) definisani su i objašnjeni u [1].

Pritisak u cilindru hidraulične kočnice definisan je izrazom:

$$p_1(x) = \frac{k_1(x) \cdot \rho}{2} \left[\frac{A_t - A_r + b}{a(x) + \sqrt{\frac{k'}{k_1(x)}} \cdot b} + 1 \right]^2 \cdot v^2(x)$$

Organizacija programskog rešenja za iznalaženje optimalnih vrednosti izlaznih parametara prikazana je na slici 7.

- koeficijent otpora osnovnom proticanju k_1 ,

- koeficijent otpora dopunskom proticanju k_2 .

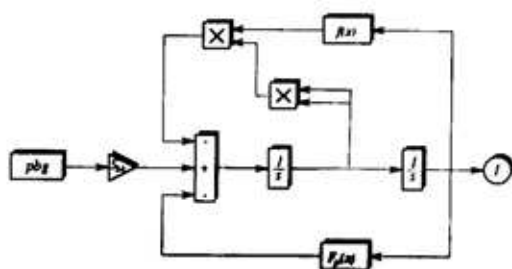
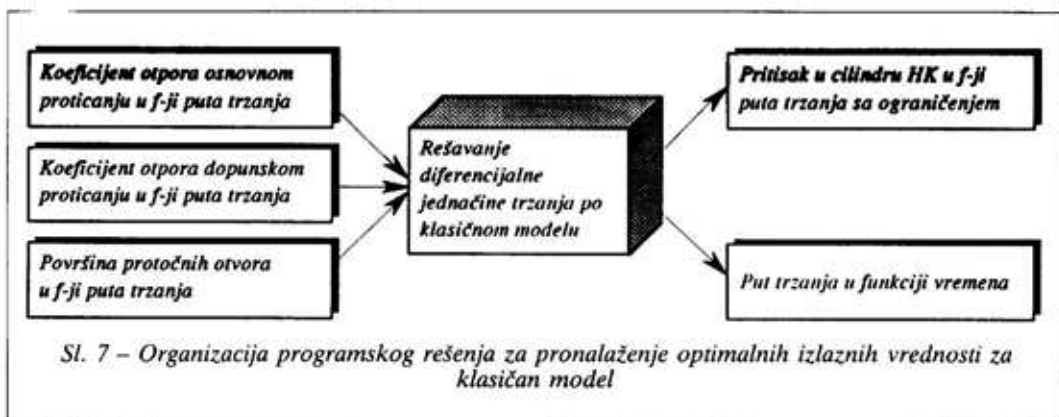
Kod klasičnog postupka koeficijenti otpora osnovnom i dopunskom proticanju imaju konstantne vrednosti tokom trzanja. U tom smislu, za iznalaženje minimalnih vrednosti puta i vremena trzanja, uz ograničenje maksimalnog pritiska u cilindru hidraulične kočnice, posmatrane su promenljive funkcije površine protočnih otvora i koeficijenata otpora osnovnog i dopunskog proticanja. Za svaku kombinaciju funkcija ulaznih parametara neophodno je rešiti diferencijalnu jednačinu kretanja trzajućih delova u nešto izmenjenom obliku koji glasi:

$$M_t \frac{d^2x}{dt^2} = p(t) \cdot S_{bk} - f(x)v^2(t) - F_p(x)$$

pri čemu su $F_p(x)$ i $f(x)$ definisani izrazima prema [1]:

$$F_p(x) = F_{po} \left(\frac{H_o}{H_o - x} \right)^k$$

Programsko rešenje omogućava interaktivan rad, pri čemu se ulazne funkcije određuju izborom određenog broja ta-



čaka u prethodno definisanim granicama i linearnom interpolacijom i ekstrapolacijom za dobijanje kontinuirane krive. Na taj način moguće je za svaku željenu kombinaciju ulaznih funkcija dobiti izlazne funkcije čijim se upoređivanjem određuju optimalne vrednosti.

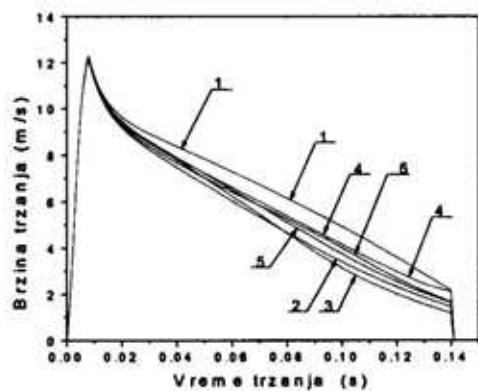
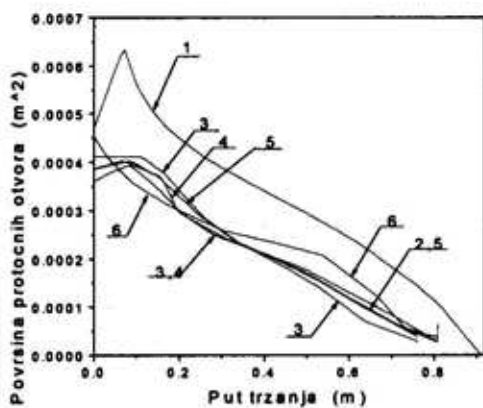
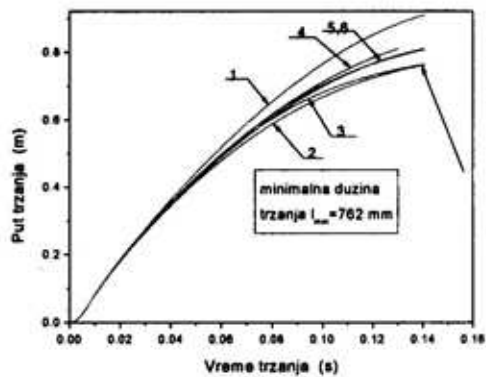
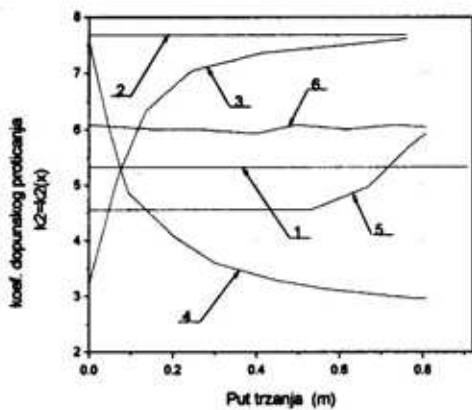
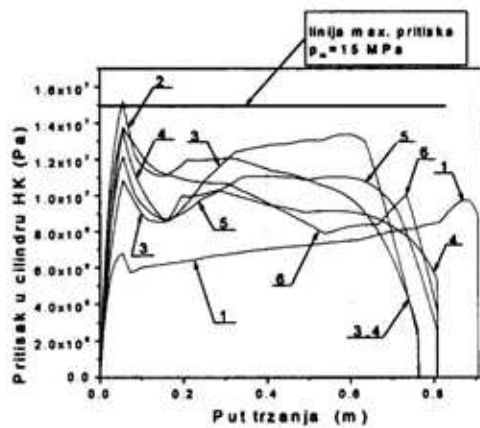
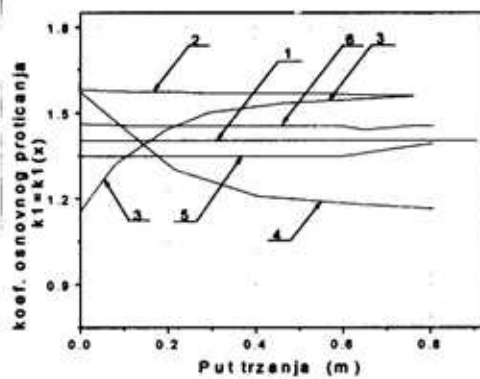
Algoritam potprograma za rešavanje diferencijalne jednačine trzanja za pomenuti slučaj prikazan je na slici 8.

Za pronalaženje optimalnih vrednosti izlaznih parametara za klasičan model hidraulične kočnice za H-122 mm urađeno je 36 prolaza u grupama od po 6 prolaza. Rezultati proračuna za grupu prolaza sa minimalnom dužinom i vremenom trzanja prikazani su na slici 9.

Zaključak

Minimalna dužina trzanja za H-122 mm po ovom postupku iznosi 762 mm, što je za oko 20% manje od nominalne dužine trzanja (≈ 910 mm). Ograničenje maksimalnog pritiska u cilindru hidraulične kočnice za ovaj proračun je $p_{\max} = 15$ MPa. Prema tome, kod klasičnog modela hidraulične kočnice na ovaj način moguće je odrediti optimalan oblik promene površine protočnih otvora, da bi se dobile optimalne vrednosti puta, odnosno ukupnog vremena trzanja. Na isti način, jednostavnim doradom prikazanog programskog modela moguće je pronaći optimalne oblike i drugih relevantnih ulaznih parametara za dobijanje željenog izlaza.

Prikazani programski model za dobijanje optimalnih vrednosti karakterističnih izlaznih funkcija naročito je važan u fazi pretprojektovanja artiljerijskih sistema, pri čemu se na pogodan i brz način može odrediti kompletna geometrija (unutrašnja i spoljašnja) elemenata hidroelastičnog sistema, kako bi se dobio optimalan i efikasan rad u procesu opaljenja.



Sl. 9 – Rezultati proračuna za grupu prolaza sa minimalnom dužinom trzanja (6. prolaz)

Literatura:

- [1] Toločkov, A.: Teorija lafetov artiljerijskih ustanovok, Oborogniz, Moskva, 1960.
- [2] Rodin, A., Cvjetanski, V.: Dinamičeskie izmerenja v artiljerijskoj praktike, Penza, 1968.
- [3] Orlov, B.: Proektirovanie raketnih i stvolnih sistem, Moskva, 1974.
- [4] Kalezić, M.: Projektovanje vučnih artiljerijskih oruđa – Osnovne karakteristike i dejstvo opaljenja metka na oruđe, VTI Beograd, 1984.
- [5] Kalezić, M.: Optimizacija sile otpora trzanju pri projektovanju PTU art. oruđa, NTP br. 192, VTI Beograd, 1992.
- [6] Kalezić, M.: Optimizacija konstrukcije artiljerijskih sistema na bazi fenomena procesa lansiranja projektila, disertacija MF, Beograd, 1993.
- [7] Ristić, Z.: Prilog numeričkoj analizi hidrauličnog sistema za kočenje kretanja cevi oruđa, doktorska disertacija, VTA VJ, Beograd, 1999.
- [8] VTI Beograd: Elaborat br. 24-098; 02-063 Rezultati merenja na oruđima, Beograd, 1981.