

PROJEKTOVANJE ARTILJERIJSKIH ORUĐA

PROTIVTRZAJUĆI UREĐAJ

Protivtrzajući (PT) uređaj obezbeđuje elastičnu vezu između cevi i lafeta artiljerijskog oruđa, čime se smanjuje uticaj opaljenja na delove oruđa. Protivtrzajući uređaj je namenjen za:

- Kočenje kretanja trzajućih delova pri trzanju.
- Vraćanje trzajućih delova i njihovo držanje u prednjem položaju pri svim uglovima elevacije cevi, kada je oruđe nepokretno ili kada se kreće.
- Kočenje kretanja trzajućih delova pri vraćanju.

Osnovni delovi protivtrzajućeg uređaja su:

- **Hidraulična kočnica trzanja**
- **Hidraulična kočnica vraćanja**
- **Povratnik**

Osnovna uloga hidraulične kočnice (kočnica trzanja i kočnica vraćanja) je kočenje kretanja trzajućih delova pri trzanju i pri vraćanju sa zahtevanim zakonima promene sile otpora kretanju. Uloga povratnika je vraćanje trzajućih delova i njihovo držanje u prednjem položaju korišćenjem energije koja se akumulira u toku trzanja.

Pored navedenih osnovnih delova u konstrukciji PT uređaja mogu da budu i sledeći elementi:

- Kočnica dosedanja pri vraćanju
- Kompenzator hidraulične kočnice
- Uređaj za promenu dužine trzanja u zavisnosti od promene ugla elevacije cevi.

Zahtevi koje treba da ispuni protivtrzajući uređaj su:

- a) Pouzdano, ravnomerno i kontinualno dejstvo, jednoobrazno i stabilno u svim uslovima gađanja.
- b) Kinetička energija trzajućih delova mora da se amortizuje na zahtevanoj dužini trzanja. Vraćanje mora da bude ravnomerno, kontinualno i energično, za što je moguće kraće vreme.
- c) Pri dugotrajnom čuvanju i skladištenju oruđa funkcija PT uređaja mora da bude ispravna.
- d) Konstrukcija PT uređaja treba da je prosta, a njegova eksploatacija laka i jednostavna. Rasklapanje, sklapanje i podešavanje treba da bude brzo i jednostavno.
- e) Ukoliko su na oruđu ugrađeni poluautomatski ili automatski uređaji ili mehanizmi koji koriste energiju trzanja ili vraćanja, funkcijom PT uređaja moraju da se obezbede uslovi za njihov ispravan rad.

Kod savremenih artiljerijskih oruđa najčešće se primenjuju sledeći načini ugradnje delova protivtrzajućeg uređaja na oruđe:

gde su: **d** - spoljašnji prečnik klipnjače
D - unutrašnji prečnik cilindra kočnice

Ova sila koči kretanje trzajućih delova pri trzanju, a preko dna cilindra i veze sa kolevkom opterećuje lafet oruđa u smeru trzanja. Budući da veličina pritiska p_1 zavisi od površine poprečnog preseka protočnih otvora, promenom ove površine može se uticati na zakon kočenja trzajućih delova.

Pri vraćanju trzajućih delova klipnjača sa klipom se kreće u suprotnom smeru. Do potpunog poništavanja vakuuma u kočnici, pošto je pritisak u zapreminama **A** i **B** približno jednak nuli, nema proticanja tečnosti kroz kanale na cilindru. U daljem toku vraćanja tečnost protiče kroz kanale iz zapremine **B** u zapreminu **A**. Na poslednjem delu puta vraćanja tečnost iz zapremine **C** (u šupljini klipnjače) protiče, kroz prstenasti otvor između klipa i kontraklipnjače (5) ili kroz kanale na kontraklipnjači, u zapreminu **B**. Pri tome se u zapreminama **B** i **C** javljaju pritisci koji deluju na klip i klipnjaču i stvaraju silu hidrauličnog otpora vraćanju. Ova sila se preko dna cilindra prenosi na lafet oruđa. Veličine pritiska i sile hidrauličnog otpora pri vraćanju zavise od istih faktora kao i veličina pritiska p_1 . Pri proticanju tečnosti kroz kanale (**k**) iz zapremine **B** u zapreminu **A** javlja se sila hidrauličnog otpora kočnice trzanja pri vraćanju (koja je posledica dejstva pritiska u zapremini **B** na površinu klipa) koja nije dovoljna za obezbeđivanje zahtevanog zakona kočenja. Zbog toga se i ugrađuje kočnica vraćanja, koju u primeru na slici 1 predstavljaju kontraklipnjača i otvor u klipu. Promena veličine sile kočenja, odnosno zakona kretanja pri vraćanju, može se ostvariti odgovarajućom površinom protočnog otvora - promenom profila kontraklipnjače ili izradom kanala promenljive dubine na površini kontraklipnjače. Treba naglasiti da zapremina iz koje se istiskuje tečnost pri vraćanju mora prethodno da bude potpuno ispunjena tečnošću, jer samo tada može da se ostvari tražena sila otpora vraćanju.

ODREĐIVANJE SILE OTPORA HIDRAULIČNE KOČNICE

Proračunom elemenata kočenog trzanja i vraćanja trzajućih delova određuju se promene sile otpora kočnice trzanja F_{hkt} u funkciji puta trzanja i sile otpora kočnice vraćanja F_{hkv} u funkciji puta vraćanja, pri kojima je obezbeđena zahtevana stabilnost oruđa pri opaljenju. Osnovni zadaci pri projektovanju hidraulične kočnice su:

- Ostvarivanje zahtevanih promena sile otpora kočnica trzanja i vraćanja.
- Konstruisanje sklopa hidraulične kočnice i njenih sastavnih delova.
- Provera otpornosti najopterećenijih delova.

U postupku projektovanja hidraulične kočnice koriste se Bernulijeva jednačina o održanju energije struje tečnosti i jednačina održanja mase (jednačina kontinuiteta).

Bernulijeva jednačina strujanja jedinice mase tečnosti kroz dva preseka na istoj relativnoj visini ima sledeći oblik:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{W_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{W_2^2}{2} + \sum_{i=1}^2 \zeta_i \frac{W_i^2}{2} \quad (2)$$

gde su:

- p_1, W_1 - pritisak i brzina struje tečnosti u prvom preseku,
- p_2, W_2 - pritisak i brzina struje tečnosti u drugom preseku,
- ρ - gustina tečnosti,

- ζ_i - koeficijent hidrauličnih gubitaka u i-tom preseku,
 W_i - brzina struje tečnosti u i-tom preseku.

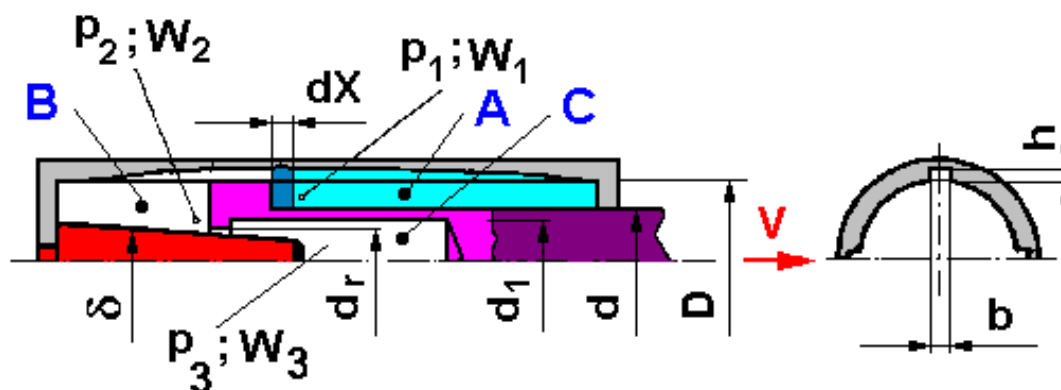
Jednačina kontinuiteta za strujanje tečnosti kroz otvore različitog poprečnog preseka ima oblik:

$$\alpha_1 a_1 W_1 = \alpha_2 a_2 W_2 = \dots = \alpha_i a_i W_i \quad (3)$$

- a_i - površina poprečnog preseka i-tog otvora,
 W_i - srednja brzina strujanja tečnosti u i-tom preseku,
 $\alpha_i = a_{i,\min} / a_i$ - koeficijent proticanja (koeficijent suženja struje, tj odnos površine najmanjeg poprečnog preseka struje tečnosti i površine preseka i-tog otvora)

Sile otpora kočnice trzanja sa kanalima i kočnice vraćanja sa kontraklipnjačem

Površina poprečnog preseka kanala na unutrašnjoj površini cilindra kočnice trzanja (slika 2) određuje se na sledeći način.



Sl 2. Funkcija hidraulične kočnice sa slike 1 pri trzanju

Oznake na slici 2 su:

- A** - radna zapremina cilindra kočnice
B - neradna zapremina cilindra kočnice
C - zapremina u šupljini klipnjače
D - prečnik klipa na klipnjači
d - spoljašnji prečnik klipnjače
d₁ - unutrašnji prečnik klipnjače
d_r - prečnik regulirajućeg prstena
h, b - dubina i širina kanala na cilindru
 δ - promenljivi prečnik kontraklipnjače
 W_1, W_2, W_3 - brzine strujanja tečnosti
 p_1, p_2, p_3 - pritisci tečnosti u odgovarajućim zapreminama u kočnici (A, B, C)
V - brzina trzanja

Predpostavlja se da su pre opaljenja sve zapremine u kočnici potpuno ispunjene hidrauličnom tečnošću. Pošto se pri trzanju u zapreminama **B** i **C** javlja vakuum, pritisci p_2 i p_3 su jednaki nuli, pa će na klipnjaču sa klipom delovati sila:

$$F_{hkt} = p_1 A_t \quad (4)$$

gde je:

$$A_t = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad - \quad \text{radna površina klipa kočnice pri trzanju}$$

Pritisak p_1 , koji zavisi od količine tečnosti koja protiče kroz kanale na cilindru, odnosno površine njihovog poprečnog preseka i brzine trzanja, određuje se primenom Bernulijeve jednačine na strujanje tečnosti iz zapemine **A** u zapreminu **B**. Pošto je $p_2=0$ i brzina W_1 zanemarljivo mala u odnosu na brzinu W_2 , dobija se:

$$\frac{p_1}{\rho} = \frac{W_2^2}{2} + \zeta \frac{W_2^2}{2} \quad (5)$$

odnosno

$$p_1 = \frac{(1 + \zeta) \rho}{2} W_2^2 \quad (6)$$

Brzina strujanja tečnosti W_2 određuje se primenom jednačine kontinuiteta: zapemina tečnosti koja se istisne iz zapemine **A** na putu trzanja dX mora da prođe kroz kanale na cilindru i uđe u zapreminu **B**.

$$A_t dX = \alpha a W_2 dt \quad (7)$$

Pošto je $V = dX/dt$ dobija se:

$$W_2 = \frac{A_t}{\alpha a} V \quad (8)$$

gde je

$a = n b h$ - ukupna površina kanala na cilindru

n - broj kanala

b - širina kanala

h - dubina kanala

pa je

$$p_1 = \frac{(1 + \zeta) A_t^2}{2 \alpha^2 a^2} V^2 \quad (9)$$

Ako se označi $k = \frac{1 + \zeta}{\alpha^2}$, ovaj odnos predstavlja koeficijent otpora kočnice trzanja, dobija se:

$$p_1 = \frac{k \rho}{2} \cdot \frac{A_t^2}{a^2} V^2 \quad (10)$$

pa se sila hidrauličnog otpora kočnice trzanja određuje izrazom:

$$F_{hkt} = \frac{k \rho}{2} \cdot \frac{A_t^3}{a^2} V^2 \quad (11)$$

ili

$$F_{hkt} = C_{hkt} \frac{V^2}{a^2} \quad (12)$$

gde je

$$C_{hkt} = \frac{k\rho}{2} A_t^3 - \text{ karakteristika kočnice trzanja.}$$

Konačno, tražena površina protočnih otvora u kočnici trzanja, odnosno kanala promenljive dubine na cilindru, određuje se izrazom:

$$a = \frac{\sqrt{C_{hkt}}}{\sqrt{\frac{F_{hkt}}{V^2}}} \quad (13)$$

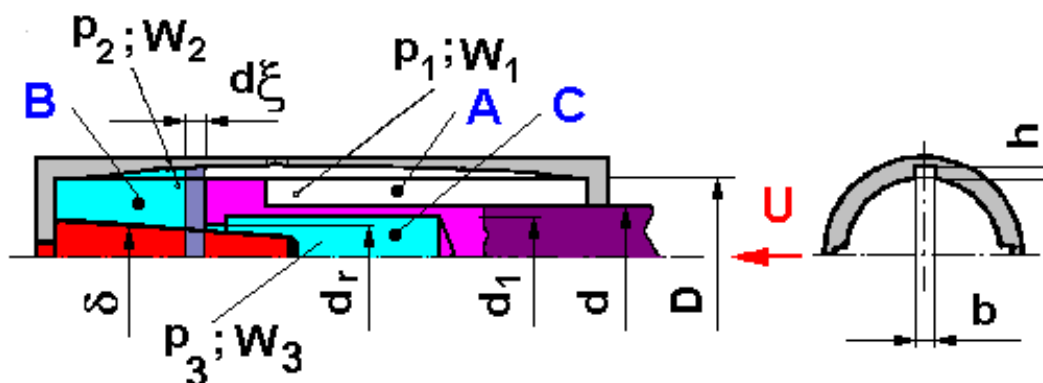
Na osnovu ovako izračunate površine protočnih otvora, pošto se usvajaju njihov broj **n** i širina **b**, izračunava se njihova dubina **h**.

Koeficijent otpora kočnice trzanja se pri proračunima usvaja **k=1.2 ÷ 1.6**.

Gustina hidraulične tečnosti je:

- $\rho = 1090 \div 1110 \text{ kg/m}^3$ - hidraulična tečnost STEOL M
- $\rho = 1100 \div 1180 \text{ kg/m}^3$ - hidraulična tečnost STEOL
- $\rho = 890 \div 900 \text{ kg/m}^3$ - hidraulično mineralno ulje

Pri određivanju potrebne dužine cilindra kočnice neophodno je proračunsku dužinu trzanja λ uvećati za dužinu klipa i tehnološke dužine ulaza i izlaza alata pri obradi kanala. Osim toga, dužinu cilindra potrebno je povećati za oko 10 % zbog mogućnosti pojave produženog trzanja ili povećane dužine vraćanja pri istrošenju odbojnika dosedanja trzajućih delova.



Sl 3. Funkcija hidraulične kočnice sa slike 1 pri vraćanju

Promena prečnika kontraklipnjače koja treba da obezbedi zahtevanu promenu sile otpora kočnice vraćanja (slika 3) određuje se na sledeći način.

Kočenje vraćanja počinje u trenutku poništavanja vakuuma u zapremini **B** cilindra i šupljini **C** klipnjače. Pri projektovanju kočnice vraćanja dužina kontraklipnjače određuje se iz uslova da njen vrh počinje da ulazi u šupljinu klipnjače u trenutku poništavanja vakuuma ili neposredno nakon toga. Put vraćanja do trenutka poništavanja vakuuma u hidrauličnoj kočnici određuje se izrazom:

$$\xi_v = \lambda \frac{d^2}{D^2} \quad (14)$$

Ukupni hidraulični otpor kočnice pri vraćanju čine:

- Sila otpora kočnice trzanja pri vraćanju $F_{\text{hkt,vra}} = p_2 A_0$ (15)

gde je $A_0 = D^2 \frac{\pi}{4}$ - površina klipa kočnice

- Sila otpora kočnice vraćanja $F_{\text{hkv}} = (p_3 - p_2) A_r$ (16)

gde je $A_r = d_r^2 \frac{\pi}{4}$ - površina regulirajućeg prstena

Pritisak tečnosti u zapremini **B** određuje se primenom Bernulijeve jednačine na strujanje tečnosti iz zapremine **B** u zapreminu **A**. Pošto je $p_1=0$ i brzina W_2 zanemarljivo mala u odnosu na brzinu W_1 , dobija se:

$$p_2 = \frac{(1 + \zeta_1) \rho}{2} W_1^2 \quad (17)$$

Brzina strujanja tečnosti W_1 određuje se primenom jednačine kontinuiteta:

$$A_0 d\xi = \alpha_1 a W_1 dt \quad (18)$$

odnosno, pošto je $\frac{d\xi}{dt} = U$:

$$W_1 = \frac{A_0}{\alpha_1 a} U \quad (19)$$

Uvođenjem jednačine (19) u jednačinu (17) i stavljajući da je $k_1 = \frac{1 + \zeta_1}{\alpha_1^2}$, dobija se:

$$p_2 = \frac{k_1 \rho}{2} \frac{A_0^2}{a^2} U^2 \quad (20)$$

pa se sila hidrauličnog otpora kočnice trzanja pri vraćanju određuje izrazom:

$$F_{\text{hkt,vra}} = \frac{k_1 \rho}{2} A_0^3 \frac{U^2}{a^2} \quad (21)$$

$$F_{\text{hkt,vra}} = C_{\text{hkt,vra}} \frac{U^2}{a^2} \quad (22)$$

gde je $C_{\text{hkt,vra}} = \frac{k_1 \rho}{2} A_0^3$.

Razlika pritisaka ($p_3 - p_2$) određuje se primenom Bernulijeve jednačine na strujanje tečnosti iz zapremine **C** klipnjače u zapreminu **B** cilindra. Pošto je brzina W_3 zanemarljivo mala u odnosu na brzinu W_2 , dobija se:

$$p_3 - p_2 = \frac{(1 + \zeta_2) \rho}{2} W_2'^2 \quad (23)$$

Brzina strujanja tečnosti W_2' određuje se primenom jednačine kontinuiteta:

$$A_\delta d\xi = \alpha_2 (A_r - A_\delta) W_2'^2 dt \quad (24)$$

gde je $A_\delta = \delta^2 \frac{\pi}{4}$ - površina poprečnog preseka kontraklipnjače.

Pošto je $\frac{d\xi}{dt} = U$, dobija se:

$$W_2' = \frac{A_\delta}{\alpha_2 (A_r - A_\delta)} U \quad (25)$$

Uvođenjem jednačine (25) u jednačinu (23) i stavljajući da je $k_2 = \frac{1 + \zeta_2}{\alpha_2^2}$, dobija se:

$$p_3 - p_2 = \frac{k_2 \rho}{2} \left(\frac{A_\delta}{A_r - A_\delta} \right)^2 U^2 \quad (26)$$

pa se sila hidrauličnog otpora kočnice vraćanja određuje izrazom:

$$F_{hkv} = \frac{k_2 \rho}{2} \frac{A_\delta^2 A_r}{(A_r - A_\delta)^2} U^2 \quad (27)$$

Ako se stavi da je $a_v = A_r - A_\delta$, odnosno $A_\delta = A_r - a_v$, dobija se, pošto je a_v znatno manje od A_r :

$$\frac{A_\delta^2 A_r}{(A_r - A_\delta)^2} = \frac{A_r^3}{a_v^2}$$

pa izraz (27) dobija sledeći oblik:

$$F_{hkv} = \frac{k_2 \rho}{2} A_r^3 \frac{U^2}{a_v^2} \quad (28)$$

ili

$$F_{hkv} = C_{hkv} \frac{U^2}{a_v^2} \quad (29)$$

gde je $C_{hkv} = \frac{k_2 \rho}{2} A_r^3$ - karakteristika kočnice vraćanja.

Pošto je vrednost sile hidrauličnog otpora kočnice vraćanja određena u postupku proračuna elemenata kretanja trzajućih delova oruđa pri vraćanju, površina prstenastog protočnog otvora između regulirajućeg prstena i kontraklipnjače određuje se iz izraza (29):

$$a_v = \sqrt{\frac{C_{hkv}}{F_{hkv}}} U \quad (30)$$

Pošto je $a_v = \frac{\pi}{4}(d_r^2 - \delta^2)$, prečnik kontraklipnjače određuje se izrazom:

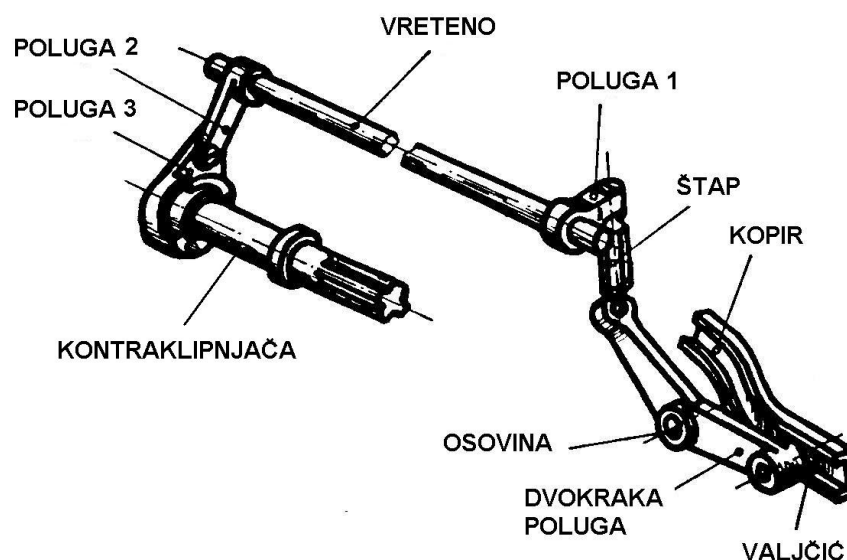
$$\delta = \sqrt{d_r^2 - \frac{4a_v}{\pi}} \quad (31)$$

U praktičnim proračunima usvaja se da je $k_1 = k = 1.2 \div 1.6$
 $k_2 = 1.2 \div 1.4$

U slučaju da kontraklipnjača ima cilindrični oblik, na njoj se izrađuju zaseci (čija dubina se postepeno smanjuje od vrha ka dnu kontraklipnjače) postavljeni simetrično ili pod uglom od $2\pi/3$.

Na hidraulične kočnice se u određenim slučajevima ugrađuje **mehanizam za promenu dužine trzanja u zavisnosti od ugla elevacije**. Ovaj mehanizam omogućuje da se pri manjim uglovima elevacije, u cilju obezbeđivanja stabilnosti oruđa, koristi dugačko trzanje (manja sila otpora trzanju, a pri većim uglovima elevacije, kada stabilnost oruđa nije ugrožena, kratko trzanje (veća sila otpora trzanju). Smanjivanje dužine trzanja pri većim uglovima elevacije je potrebno da bi se izbeglo kopanje rupe za prolaz zadnjaka na vatrenom položaju oruđa, koje je neophodno pri velikim dužinama trzanja.

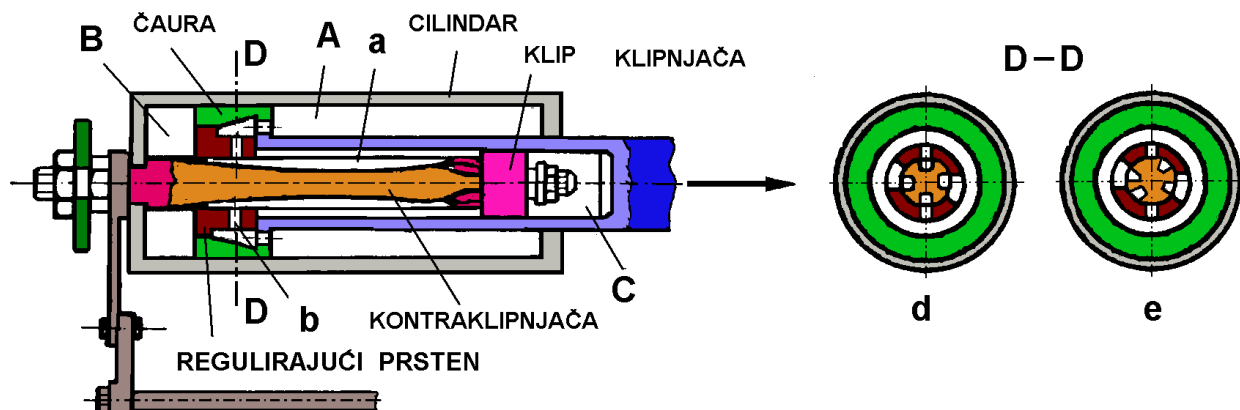
Jedno konstrukciono rešenje mehanizma za promenu dužine trzanja dato je na slici 4. Valjčić na dvokrakoj poluzi kreće se po kanalu kopira ugrađenog na jednoj od stranica gornjeg lafeta. Pri tome se dvokraka poluga obrće oko osovine i povlačenjem štapa i poluge 1 zakreće vreteno koje je uležišteno na kolevcu oruđa. Zakretanje vretena se preko poluga 2 i 3 prenosi na kontraklipnjaču hidraulične kočnice.



Sl 4. Mehaniizam za promenu dužine trzanja

Hidraulična kočnica koja koja sadrži navedeni mehanizam prikazana je na slici 5. Obrtanjem kontraklipnjače, na kojoj se nalaze kanali promenljive dubine, menja se položaj ovih kanala u odnosu na odgovarajuće otvore na čauri sa regulirajućim prstenom. Polovina ukupnog broja kanala (**a**) na kontraklipnjači ima dužinu koja odgovara najvećoj dužini trzanja, a dužina

druge polovine kanala odgovara kratkom trzanju. Kanali iste dužine raspoređeni su u parovima, jedan naspram drugog. Čaura sa regulirajućim prstenom ima onoliko otvora (**b**) koliko ima kanala na kontraklipnjači. Čaura je smeštena na klipnjači, koja se pri trzanju kreće u cilindru.



Sl 5. Hidraulična kočnica trzanja sa kanalima i promenljivom dužinom trzanja

Pri trzanju tečnost iz zapremine **A** protiče kroz otvore (**b**) i kanale (**a**) u zapreminu **B**. Jedan deo tečnosti protiče kroz kanale (**a**) i otvore na klipu kontraklipnjače i popunjava zapreminu **C** u šupljini klipnjače. Raspored otvora (**b**) i kanala (**a**) koji odovara dugom trzanju prikazan je na preseku **D-D** (**d**). Svi kanali se nalaze naspram odgovarajućih otvora na čauri, tako da je usled velike površine protočnih otvora, sila otpora trzanju smanjena.

Kada mehanizam za promenu dužine trzanja zaokretne kontraklipnjaču, kanali za kratko trzanje dovode se naspram otvora (**b**) na čauri, a kanali za dugo trzanje su potpuno zatvoreni. Pošto je površina protočnih otvora smanjena, raste sila kočenja i smanjuje se dužina trzanja. Ovaj slučaj je prikazan na preseku **D-D** (**e**).

U odnosu na hidrauličnu kočnicu istog tipa prikazanu na slici 1, kočnica sa slike 5 ima dve bitne prednosti:

- Izrada kanala promenljive dubine na kontraklipnjači je lakša nego na unutrašnjoj površini cilindra.
- Istrošenje čaure na spoljašnjem prečniku ne utiče na veličinu protočnih otvora, za razliku od istrošenja klipa kočnice sa slike 1.

PROVERA OTPORNOSTI DELOVA HIDRAULIČNE KOČNICE

U toku trzanja i vraćanja delovi hidraulične kočnice izloženi su dejstvu pritisaka, odnosno sila hidrauličnog otpora. Delovi koji su najviše opterećeni proveravaju se primenom osnovnih principa otpornosti materijala. Najopterećeniji delovi su cilindar, klipnjača i kontraklipnjača.

Naprezanje klipnjače na istezanje, izazvano dejstvom sile u kočnici trzanja (F_{hkt}) određuje se izrazom:

$$\sigma_{kl,e} = \frac{4(F_{hkt} - I_k)}{\pi(d^2 - d_1^2)} \quad (32)$$

gde je $I_k \approx \frac{M_{kl}}{M_0} F_{tr, \max}$ - sila inercije klipnjače, mase M_{kl} .

Naprezanje klipnjače izazvano dejstvom pritiska $p_{3, \max}$ određuje se izrazom:

$$\sigma_{kl, p} = \frac{2}{3} p_{3, \max} \frac{2d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} \quad (33)$$

$p_{3, \max}$ - najveća vrednost pritiska tečnosti u šupljini klipnjače.

Analogno prethodnom, naprezanje cilindra kočnice izazvano dejstvom pritiska $p_{1, \max}$ je:

$$\sigma_c = \frac{2}{3} p_{1, \max} \frac{2D_1^2 + D^2}{D_1^2 - D^2} \quad (34)$$

D_1 - spoljašnji prečnik cilindra kočnice.

Koeficijenti sigurnosti pri navedenim naprezanjima određuju se izrazom:

$$\eta_i = \frac{\sigma_T}{\sigma_i}$$

σ_T - granica razvlačenja materijala od koga je deo izrađen

σ_i - odgovarajući napon ($\sigma_{kl, e}$, $\sigma_{kl, p}$ ili σ_c)

Klipnjača i kontraklipnjača hidraulične kočnice proveravaju se na izvijanje usled dejstva sile otpora pri vraćanju. Postupak provere se svodi na određivanje vrednosti najvećeg dozvoljenog opterećenja (kritične sile).

Ako se označi:

$$\vartheta = \mu l \sqrt{\frac{A_{\min}}{I_{\min}}}$$

l - dužina klipnjače ili kontraklipnjače

$\mu=0.7$ - koeficijent koji definiše način uležištenja klipnjače ili kontraklipnjače i karakter raspodele opterećenja

A_{\min} - površina najmanjeg poprečnog preseka klipnjače ili kontraklipnjače

I_{\min} - moment inercije najmanjeg poprečnog preseka klipnjače ili kontraklipnjače

$$\vartheta_1 = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} \quad - \text{ karakteristika elastičnosti klipnjače ili kontraklipnjače}$$

E - modul elastičnosti materijala klipnjače ili kontraklipnjače

σ_p - granica proporcionalnosti materijala klipnjače ili kontraklipnjače

$$\vartheta_2 = 15 \div 25$$

$$1^o) \quad \vartheta > \vartheta_1$$

Kritična sila se određuje primenom formule Euler-a:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{(\mu l)^2} \quad (35)$$

$$2^o) \quad \vartheta_2 \leq \vartheta \leq \vartheta_1$$

Kritična sila se određuje izrazom:

$$F_{kr} = A_{min} (a - b \vartheta) \quad (36)$$

$$a = \frac{\sigma_m \vartheta_1 - \sigma_p \vartheta_2}{\vartheta_1 - \vartheta_2}$$

$$b = \frac{\sigma_m - \sigma_p}{\vartheta_1 - \vartheta_2}$$

σ_m - zatezna čvrstoća materijala klipnjače ili kontraklipnjače

$$3^o) \quad \vartheta < \vartheta_2$$

Klipnjača ili kontraklipnjača se ne proveravaju na izvijanje.

Koeficijenti sigurnosti pri izvijanju moraju da budu:

$$\text{za klipnjaču} \quad \eta = \frac{F_{kr}}{F_{hkt,max}} \geq 2.5 \quad \text{za kontraklipnjaču} \quad \eta = \frac{F_{kr}}{F_{hkv,max}} \geq 2.5$$

$F_{hkt,max}$ - najveća sila otpora kočnice trzanja koja opterećuje klipnjaču

$F_{hkv,max}$ - najveća sila otpora kočnice vraćanja koja opterećuje kontraklipnjaču

TOPLOTNI REŽIM HIDRAULIČNE KOČNICE

U toku kretanja trzajućih delova njihova kinetička energija se amortizuje radom sile hidrauličnog otpora na nekom putu trzanja, odnosno pretvara u kinetičku energiju strujanja hidraulične tečnosti pri proticanju kroz protočne otvore, brzinama većim od 1000 m/s. Deo kinetičke energije pretvara se u toplotnu energiju usled trenja na kliznim površinama i u zaptivačima kočnice i usled trenja molekula hidraulične tečnosti o zidove protočnih otvora. Preostali deo kinetičke energije molekula tečnosti pretvara se u toplotu pri vrtložnom kretanju nakon udara struje tečnosti u dno cilindra. Stvorena toplota se kroz zidove kočnice zračenjem odvodi u okolinu ili prenosi na susedne elemente na oruđu.

Proces zagrevanja tečnosti u kočnici odvija se u trajanju od nekoliko desetih delova sekunde, za vreme ciklusa trzanje - vraćanje. Hlađenje zavisi od toplotne provodljivosti i toplotnog zračenja i traje znatno duže. Pri dužem gađanju većim brzinama gađanja javlja se postepeno zagrevanje tečnosti u kočnici, koje zavisi od:

- veličine amortizovane energije u kočnici,

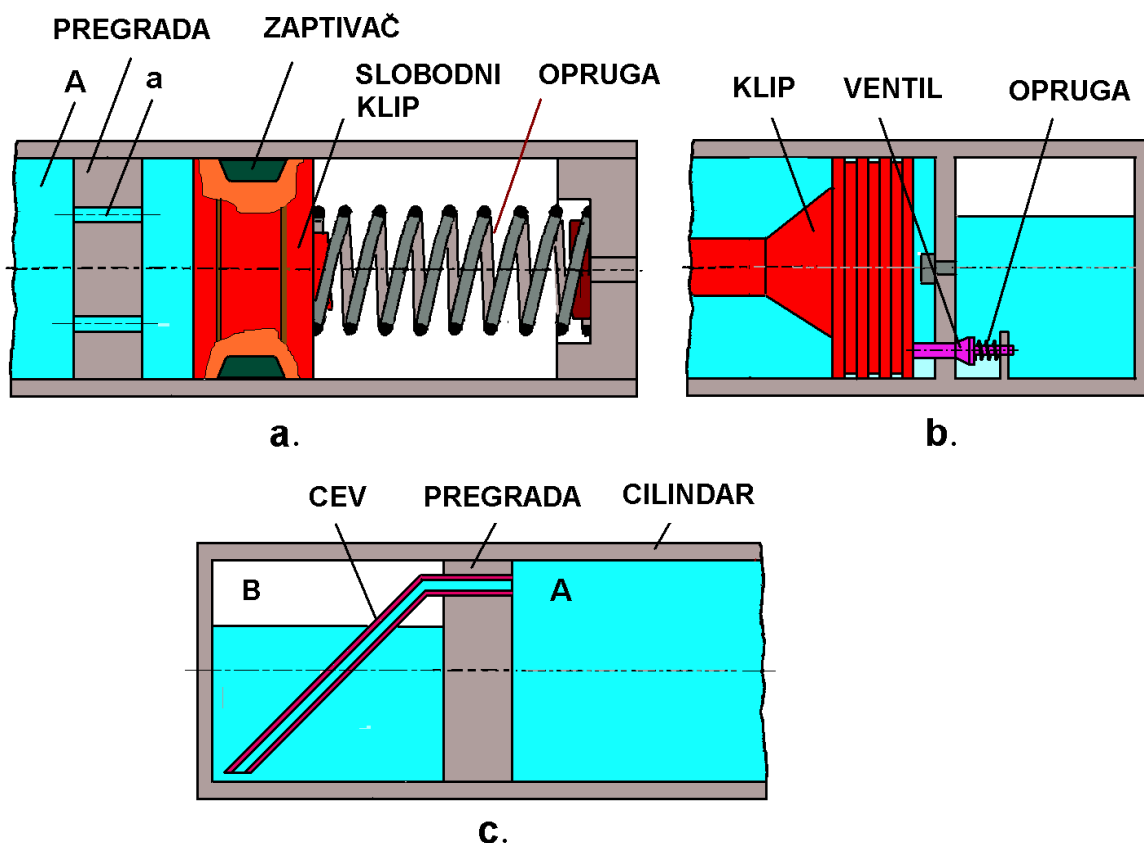
- zapremine i specifične toplote tečnosti,
- toplotne provodljivosti zidova kočnice,
- veličine površine hlađenja kočnice i
- režima gađanja.

Temperatura tečnosti se povećava za $(0.5 \div 1.5)$ K po jednom opaljenju.

Usled zagrevanja tečnosti povećava se njena zapremina, pa u cilindru hidraulične kočnice nema dovoljno mesta za potpuno uvlačenje klipnjače. Zbog toga se javlja nepotpuno dosedanje trzajućih delova pri vraćanju, koje može da izazove preopterećenje lafeta i da naruši stabilnost oruđa. Da bi se izbegla navedena pojava, odnosno da bi se obezbedila automatska regulacija količine tečnosti u hidrauličnoj kočnici, na nju se najčešće ugrađuje poseban uređaj - **KOMPENZATOR** tečnosti.

Namena kompenzatora je da primi višak tečnosti ili da obezbedi dopunjavanje tečnošću. Pri zagrevanju višak tečnosti ulazi u kompenzator i sabija elastični element (opruga ili gas pod pritiskom). Pri hlađenju se tečnost, pod dejstvom pritiska elastičnog elementa, vraća u hidrauličnu kočnicu. Promena pritiska u hidrauličnoj kočnici za vreme ciklusa trzanje - vraćanje ne sme da utiče na proces kompenzacije količine tečnosti, jer bi to moglo da ugrozi funkciju kočnice pri vraćanju trzajućih delova.

Na slici 6 prikazana su tri konstrukciona rešenja kompenzatora tečnosti.



Sl 6. Kompenzatori tečnosti

Varijanta **a** predstavlja opružni kompenzator ugrađen u produžetku neradne zapremine A hidraulične kočnice. Višak tečnosti u kočnici prolazi kroz otvore (a) u pregradi i potiskuje slobodni klip koji sabija oprugu. Manjak tečnosti u kočnici dopunjava se strujanjem tečnosti, pod dejstvom opruge, u obrnutom smeru. Osnovni nedostatak ovakve konstrukcije je strujanje

tečnosti kroz pregradu tokom ciklusa trzanje - vraćanje, odnosno popunjavanje vakuuma u cilindru kočnice. Da bi se ovo izbeglo smanjuje se površina protočnih otvora (a) ili se na pregradu ugrađuje ventil (varijanta **b** na slici 6) koji dopušta proticanje tečnosti samo u periodu između opaljenja. Za vreme kretanja trzajućih delova ventil pod dejstvom opruge zatvara protočni otvor. Na kraju vraćanja klip kočnice potiskuje stablo ventila i tako oslobađa prolaz tečnosti. Nedostatak ovakve konstrukcije je što je opruga delimično rasterećena samo tokom opaljenja, a sve ostalo vreme je potpuno opterećena.

Na slici **6-c** prikazan je pneumatski kompenzator ugrađen u produžetku cilindra hidraulične kočnice. Zapremine A (kočnica) i B (kompenzator), u čijem gornjem delu je određena količina gasa, razdvojene su pregradom kroz koju prolazi cev, oblikovana tako da se spreči prelaz gasa iz zapremine B u zapreminu A.

Određivanje karakteristika kompenzatora

Pri projektovanju kompenzatora hidraulične kočnice neophodno je sprovesti proračune čiji je cilj:

- da se odredi povećanje temperature i zapremine tečnosti u kočnici izazvano dejstvom opaljenja.
- da se definiše veličina protočnih otvora u pregradi između kočnice i kompenzatora
- da se odredi krutost opruge ili početna zapremina gasa u kompenzatoru
- da se odrede gabaritne dimenzije kompenzatora.

Predpostavljajući da se preostala sila povratnika pri elevaciji 0° koči dejstvom sile otpora kočnice pri vraćanju i da sila trenja u zaptivačima protivtrzajućeg uređaja izaziva samo zagrevanje zaptivača, energija koja prouzrokuje zagrevanje tečnosti određuje se izrazom:

$$E_t = E_{t,hkt} + E_{t,hkv} \quad (37)$$

$E_{t,hkt}$ - energija koja se amortizuje kočnicom trzanja

$E_{t,hkv}$ - energija koja se amortizuje kočnicom vraćanja

Odnosno

$$E_t \approx 0.43 M_0 W_{\max}^2 \quad (38)$$

W_{\max} - najveća brzina trzanja

Povećanje temperature tečnosti za jedno opaljenje određuje se izrazom:

$$\Delta T_1 = \frac{\eta E_t}{c_t m_t + c_m m_m} \quad (39)$$

gde su

- $\eta = (0.8 \div 0.9)$ - koeficijent koji uzima u obzir predaju toplote okolini
- $c_t = (0.8 \div 0.9) \text{ kJ/kgK}$ - specifična toplota hidraulične tečnosti

- $c_m = (1.8 \div 2.9) \text{ kJ/kgK}$ - specifična toplota materijala delova kočnice
 m_t - masa hidraulične tečnosti (kg)
 m_m - masa delova hidraulične kočnice (kg)

Zapremina tečnosti u savremenim hidrauličnim kočnicama je takva da je najčešće $\Delta T_1 = (0.5 \div 1.5) \text{ K}$

1° Ako je brzina gađanja $n < 4 \text{ met/min}$, onda se temperatura tečnosti nakon N opaljenja približno određuje izrazom:

$$T_t = T_0 + N \Delta T_1 \quad (40)$$

T_0 - početna temperatura tečnosti

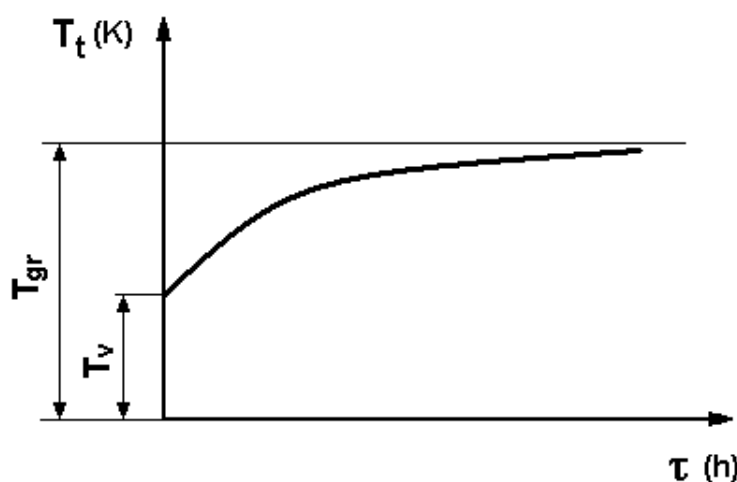
2° Ako je brzina gađanja $n > 4 \text{ met/min}$, onda se primenjuje sledeći izraz:

$$T_t = T_v + (T_0 - T_v) e^{-c'_t \tau} + \frac{n \Delta T_1}{c'_t} (1 - e^{-c'_t \tau}) \quad (41)$$

gde su

- T_v - temperatura okoline (K)
 τ - trajanje gađanja u satima
 $c'_t = \frac{k A}{c_t m_t + c_m m_m}$
 A - površina koja zrači toplotu (m^2)
 k - koeficijent zračenja

Na slici 7 prikazan je dijagram promene temperature tečnosti u toku gađanja.



Sl 7. Promena temperature hidraulične tečnosti u toku gađanja

Da bi se odredila najveća dozvoljena brzina gađanja n_{gr} u toku zadatog vremenskog perioda (režimsko gađanje), znajući dozvoljenu temperaturu zagrevanja tečnosti T_{gr} , primenjuje se izraz (41). Za određivanje dozvoljenog broja neprekidnih opaljenja u praksi se često primenjuje izraz:

$$N_{gr} = \frac{T_{gr} - T_0}{\Delta T_1} \quad (42)$$

Povečanje zapremine tečnosti pri njenom zagrevanju do dovoljene temperature T_{gr} je:

$$\Delta W_{t,gr} = \beta_t W_t (T_{gr} - T_0) \quad (43)$$

gde su

- β_t - srednji koeficijent zapreminskog širenja tečnosti
- W_t - ukupna zapremina tečnosti u hidrauličnoj kočnici

Kompenzator treba da bude projektovan tako da može da primi navedeno povećanje zapremine tečnosti u hidrauličnoj kočnici.

Površina protočnih otvora u pregradi između cilindra hidraulične kočnice i kompenzatora određuje se izrazom:

$$a_k = \frac{\varepsilon a_{sr} \beta_t W_t \Delta T_1}{A_t' (\lambda - \xi_v)} \quad (44)$$

gde su

$$\varepsilon = 1.5 \div 3.0$$

a_{sr} - srednja vrednost površine protočnih otvora (kanala) na cilindru kočnice

$$A_t' = A_0 - A_r = (D^2 - d_r^2) \frac{\pi}{4} \quad - \text{ radna površina klipa hidraulične kočnice pri vraćanju}$$

POVRATNIK

Osnovna namena povratnika je vraćanje trzajućih delova oruđa u prednji položaj nakon opaljenja, i njihovo držanje u prednjem položaju pri svim uglovima elevacije cevi, u slučaju kada je oruđe nepokretno ili kada se kreće. Za vreme trzanja povratnik učestvuje u kočenju kretanja trzajućih delova, akumulirajući deo njihove kinetičke energije u vidu potencijalne energije elastičnog elementa (opruga ili gas). Akumulirana energija omogućava vraćanje trzajućih delova u prednji položaj. Trzajući delovi se drže u prednjem položaju silom koja se ostvaruje dejstvom početnog pritiska gasa ili početnom (ugradnom) silom opruge povratnika.

Osnovne karakteristike povratnika su:

- početna sila Π_0 , kojom elastični element povratnika deluje na trzajuće delove u prednjem položaju,
- stepen kompresije $m = \Pi_\lambda / \Pi_0$, tj. odnos najveće (na kraju trzanja) i početne vrednosti sile elastičnog elementa

Početna sila u povratniku određuje se iz uslova da se trzajući delovi drže u prednjem položaju pri najvećem uglu elevacije cevi.

Stepen kompresije elastičnog elementa u povratniku kreće se u granicama $1.4 \div 4.4$. Veličina stepena kompresije utiče na karakter vraćanja trzajućih delova.

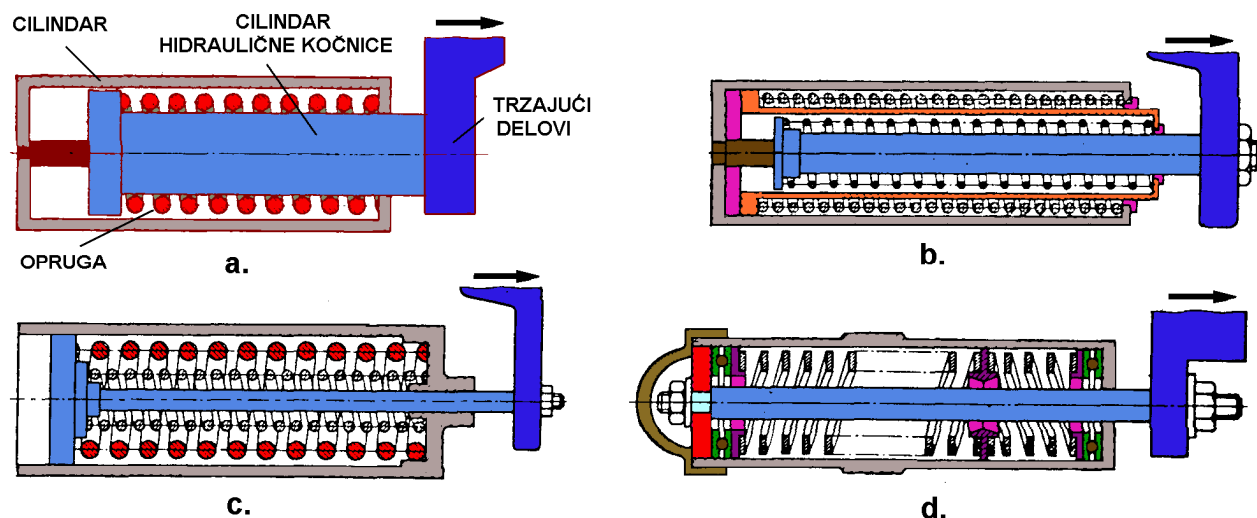
- Povratnici mogu biti:
- opružni
 - hidropneumatski
 - pneumatski
 - funkcionalno vezani za hidrauličnu kočnicu

Opružni povratnici

Na slici 7. prikazane su varijante konstrukcionih rešenja opružnih povratnika.

U varijanti **a** opruga je jednim krajem oslonjena na nepokretni cilindar, a drugim krajem na obod cilindra hidraulične kočnice, koji je vezan za trzajuće delove. U toku trzanja opruga se sabija dejstvom oboda cilindra. Preko cilindra se na trzajuće delove prenosi sila potrebna za vraćanje u prvobitni položaj. Ovakva konstrukcija je kompaktna, ali su pogoršani uslovi za hlađenje hidraulične kočnice, a pri dužem gađanju može da dođe do odgrevanja opruge.

Varijanta **b** je koncepcijski slična varijanti a, ali ima dve teleskopski postavljene opruge. Pri trzanju cilindar hidraulične kočnice svojim obodom sabija unutrašnju oprugu. Pod dejstvom sile u unutrašnjoj opruzi srednji cilindar se povlači u smeru trzanja i svojim obodom sabija spoljašnju oprugu. Ukupna dužina trzanja jednaka je zbiru ugiba obe opruge. Ova varijanta je pogodna za ugradnju na haubice (oruđa sa kratkom cevi), jer omogućuje veće dužine trzanja pri malim dužinama povratnika.



Sl 7. Opružni povratnici

Varijanta **c** sastoji se od dve opruge teleskopski postavljene na klipnjači sa klipom, koja je vezana za trzajuće delove. Obe opruge se sabijaju istovremeno, pa je njihov ugib jednak dužini trzanja, a krutost povratnika jednaka je zbiru krutosti obe opruge. Unutrašnja opruga obično ima manji poprečni presek žice i manji korak. Parametri opruga se biraju tako da im je naprezanje pri trzanju približno isto. Ova varijanta teleskopskog povratnika primenjuje se tamo gde je potrebno ostvariti veliku silu pri malim dimenzijama povratnika.

Osnovni nedostatak teleskopskih opružnih povratnika su povećanje prečnika cilindra povratnika i nešto složenija konstrukcija.

Na slici **7-d** prikazan je povratnik sa višedelnom oprugom. Opruga se najčešće izrađuje od parnog broja opruga manje dužine sa levim i desnim namotajem. Razlozi za primenu višedelnih opruga su lakša izrada opruga manje dužine i olakšana zamena polomljenog dela paketa opruge

rezervnom oprugom. Istovremenom ugradnjom levih i desnih opruga kompenzuje se upredanje krajeva opruga pri sabijanju. Svaka od ugrađenih opruga ima 10 do 20 radnih navojaka. Opruge se razdvajaju podloškama sa antifrikcionim oblogama.

Osnovne prednosti opružnih povratnika su:

- Pouzdana funkcija, zbog smanjene osetljivosti na oštećenja od dejstva projektila i parčadi streljačke i artiljerijske municije.
- Jednostavna konstrukcija i opsluživanje.
- Mogućnost dejstva bez prethodne provere povratnika.
- Promena temperature okoline nema uticaja na veličinu sile povratnika.

Osnovni nedostaci opružnih povratnika su:

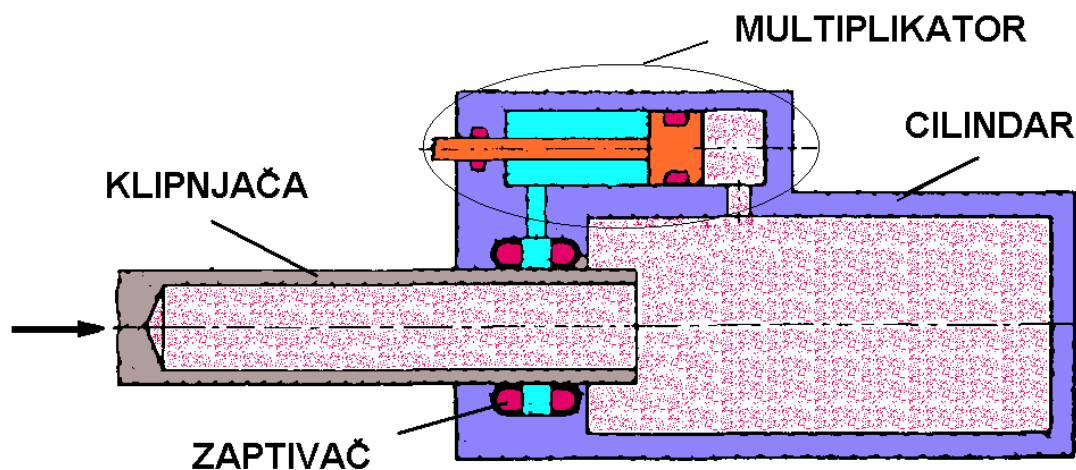
- Velika masa i gabariti kod oruđa velikog kalibra.
- Smanjivanje sile u opruzi nakon dužeg korišćenja.

Da bi se otklonili nedostaci opružnih povratnika primenjuju se povratnici kod kojih je elastični element gas - pneumatski i hidropneumatski.

Pneumatski povratnici

Kod pneumatskih povratnika radna zapremina je potpuno ispunjena sabijenim gasom. Na slici 8 prikazana je varijanta pneumatskog povratnika sa uvlačenjem klipnjače pri trzanju.

Cilindar povratnika vezan je za nepokretnu kolevku, a klipnjača se kreće sa trzajućim delovima. Zaptivanje na mestu ulaza klipnjače u cilindar ostvaruje se ugrađenim zaptivačima na koje deluje tečnost pod pritiskom koji je veći od pritiska u povratniku. Navedeno povećanje pritiska ostvaruje se MULTIPLIKATOROM.



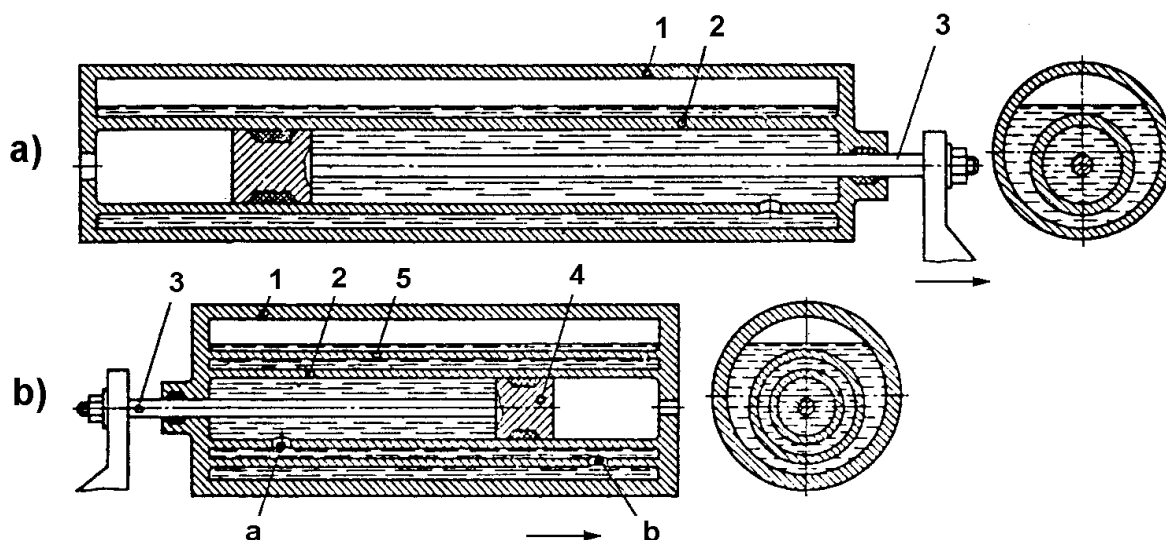
Sl 8. Pneumatski povratnik

Multiplikator se sastoji od cilindra i klipnjače sa klipom. Zapremina multiplikatora u kojoj se nalazi klipnjača ispunjena je tečnošću i povezana cevovodom sa zapreminom zaptivača klipnjače povratnika. Zapremina sa druge strane klipa multiplikatora povezana je sa radnom zapreminom povratnika. Klipnjača sa klipom multiplikatora nalazi se u stanju ravnoteže kada se izjednače sile koje deluju na klip sa obe njegove strane. Razlika površina na koje deluju pritisci gasa i tečnosti uslovljava da pritisak tečnosti mora da bude veći od pritiska gasa. Na ovaj način se obezbeđuje hidraulično zaptivanje klipnjače povratnika.

Početni pritisak gasa u povratniku kreće se u granicama 25÷85 bar i ograničen je zahtevom da se dopunjavanje gasa može vršiti u trupnim i remontnim uslovima. Veličina radne površine klipa povratnika određuje se tako da se sa izabranim početnim pritiskom obezbedi potrebna vrednost početne sile u povratniku. Dimenzije povratnika određuju se prema potrebnoj dužini trzanja i zapremini gasa, uzimajući u obzir stepen kompresije.

Hidropneumatski povratnici

Iako su po svojim dimenzijama veći od pneumatskih (zbog potrebe da se smesti tečnost), hidropneumatski povratnici imaju pouzdanije zaptivanje. Cilindar u kome se nalazi gas vezan je sa radnim cilindrom povratnika (u kome se nalazi tečnost) tako da pri svim elevacijama cevi ne sme da dođe do proticanja gasa u radnu zapreminu. U cilju smanjivanja dimenzija povratnika, radni cilindar se smešta u cilindar sa gasom (slika 9-a).



Sl 9. Hidropneumatski povratnici

U varijanti **a)** na slici 9 klipnjača (3) vezana je za trzajuće delove, dok u varijanti **b)** u trzanju učestvuju cilindri povratnika. Otvori **a** i **b** smešteni su tako da ne može doći do proticanja gasa iz cilindra (1) u radni cilindar (2). Srednji cilindar (5) obezbeđuje da gas ne može da protiče kroz otvor **b**, koji se pri svim uglovima elevacije nalazi ispod nivoa tečnosti u povratniku.

Klipnjača povratnika na slici 9-a pri trzanju povlači klip i potiskuje tečnost iz radnog cilindra, kroz otvor **a**, u cilindar sa gasom i sabija gas od početnog pritiska do pritiska na kraju trzanja. Pri vraćanju, usled dejstva pritiska gasa, tečnost se iz cilindra (1) vraća u radni cilindar, potiskuje klip i vraća trzajuće delove u početni položaj. Pri trzanju cilindra povratnika na slici 9-b, tečnost iz radnog cilindra prolazi kroz otvor **a** u srednji cilindar i kroz otvor **b** u spoljašnji cilindar, gde sabija gas. Pri vraćanju, tečnost protiče obrnutim smerom.

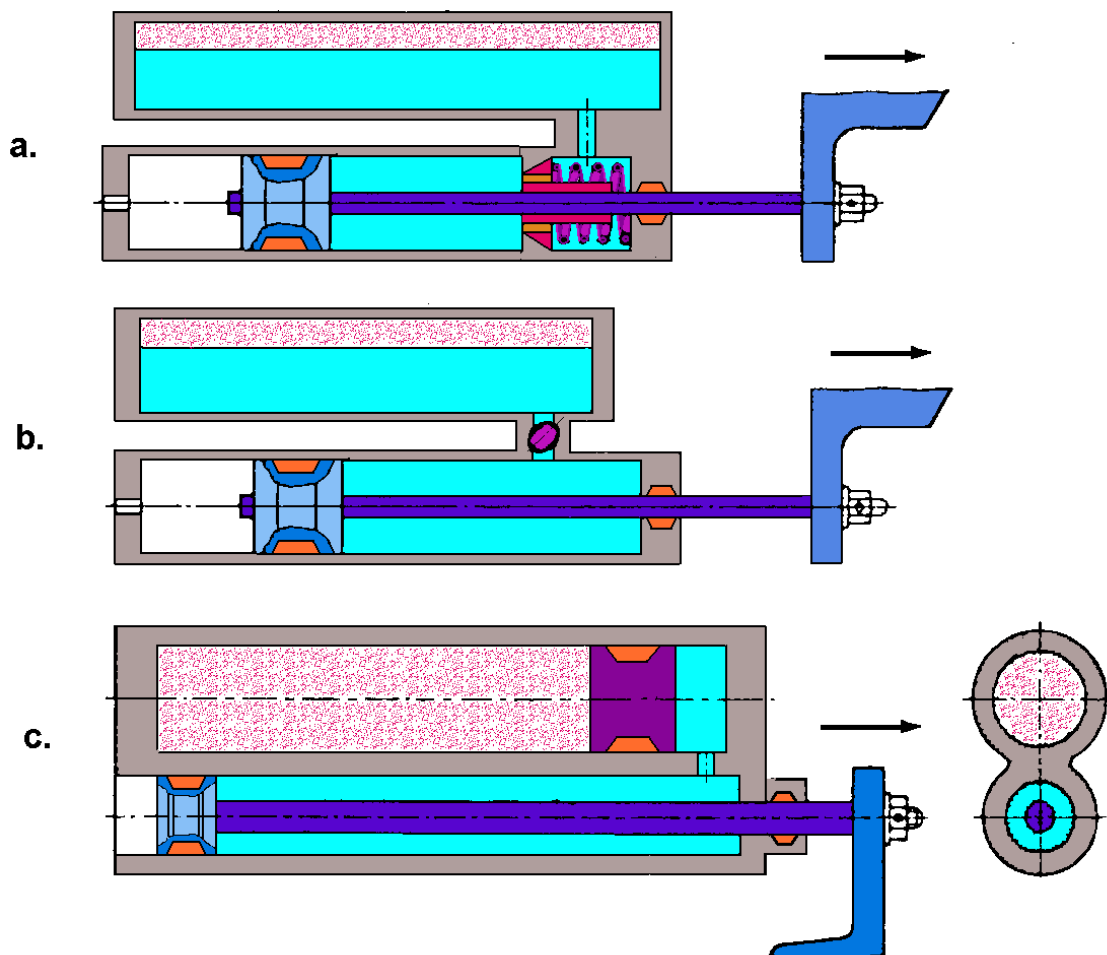
Na slici 10 prikazane su tri varijante hidropneumatskih povratnika.

Hidropneumatski povratnik sa ventilom prikazan je na slici 10-a. Pri trzanju tečnost potiskuje ventil, sabija oprugu i protiče u cilindar sa gasom. Pri vraćanju ventil zatvara ulaz u radni cilindar, pa tečnost protiče kroz otvore u telu ventila. Tako se smanjuje sila povratnika pri vraćanju i amortizuje deo viška njegove energije.

Da bi se omogućilo automatsko ili ručno podešavanje veličine sile povratnika (naprimer, u zavisnosti od elevacije, temperature ili uslova punjenja), u kanal koji spaja radni cilindar i

cilindar sa gasom ugrađuje se regulator (slika 10-b). Zakretanjem regulatora povećava se ili smanjuje otvor za prolaz tečnosti i direktno utiče na veličinu sile povratnika.

U navedenim varijantama hidropneumatskih povratnika tečnost i gas su bili u neposrednom dodiru. Pri proticanju tečnosti iz radnog cilindra u cilindar sa gasom stvara se pena, odnosno emulzija, usled intenzivnog mešanja tečnosti i gasa. Pri vraćanju mehurići gasa ulaze u radni cilindar i dolaze u dodir sa zaptivačima koji nisu predviđeni za zaptivanje gasa. Tako se javlja izvestan pad početnog pritiska. Zato se pribegava fizičkom razdvajanju tečnosti i gasa ugradnjom slobodnog klipa (Slika 10-c).



Sl 10. Hidropneumatski povratnici

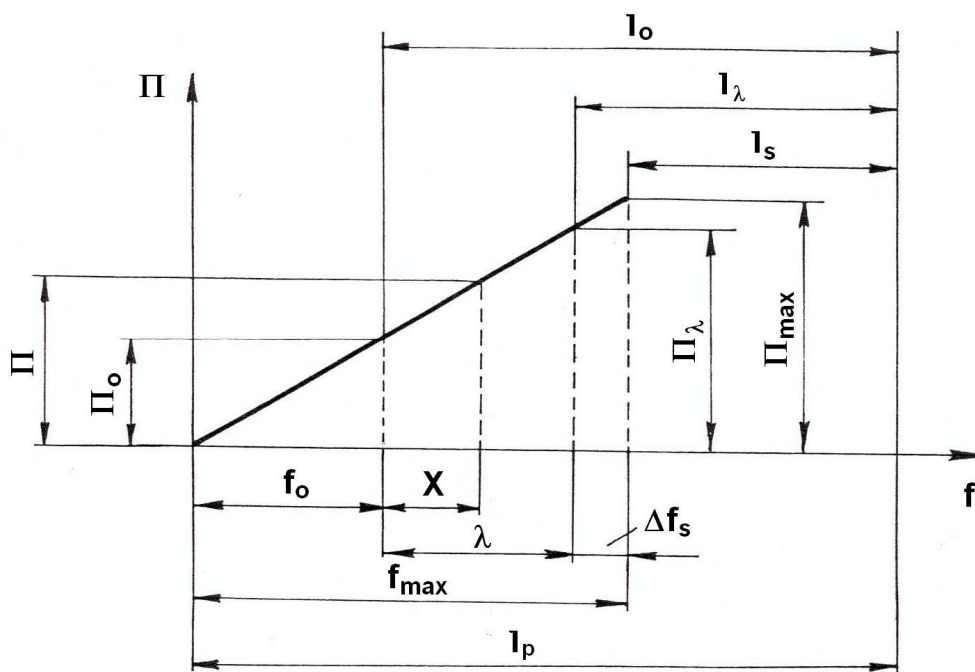
Masa i dimenzije pneumatskih i hidropneumatskih povratnika manji su od mase i dimenzija opružnih povratnika odgovarajućih karakteristika. Nedostaci ovih povratnika su:

- Sila povratnika zavisi od temperature okoline: sila raste sa povećanjem temperature, a opada sa smanjivanjem temperature.
- Neophodna je stalna provera pritiska gasa i količine tečnosti.
- Povećana je osetljivost na dejstvo projektila streljačke municije i rarčadi artiljerijske municije.

ODREĐIVANJE SILE POVRATNIKA

Sila opružnog povratnika

Promena sile opružnog povratnika prikazana je na slici 11.



Sl 10. Promena sile opružnog povratnika

Na slici 11 je označeno:

- f_0 - montažni ugib opruge
- f_{\max} - najveći mogući ugib opruge
- X - put trzanja
- λ - dužina trzanja
- l_p - slobodna dužina opruge
- l_0 - montažna dužina opruge
- l_λ - dužina opruge na kraju trzanja
- l_s - dužina opruge u potpuno sabijenom stanju
- Π - sila u povratniku pri putu trzanja X
- Π_0 - početna sila u povratniku
- Π_λ - sila u povratniku na kraju trzanja
- Π_{\max} - najveća moguća sila u povratniku

Zbog sigurnosti funkcije povratnika dužina opruge l_λ mora uvek da bude veća od dužine l_s za neku vrednost Δf_s .

Preporučuje se da stepen kompresije bude u granicama $m = 1.7 \div 2.0$. Krutost opruge određuje se izrazom:

$$C = \frac{\Pi_\lambda - \Pi_0}{\lambda} \quad (45)$$

Tekuća vrednost sile u povratniku je:

$$\Pi = \Pi_0 + CX \quad (46)$$

Najveća moguća sila u povratniku (pri $X = \lambda + \Delta f_s$), na osnovu koje se vrši provera otpornosti opruge, određuje se izrazom:

$$\Pi_{\max} = \Pi_0 + C(\lambda + \Delta f_s) \quad (47)$$

Da bi se obezbedila linearna promena sile u opruzi potrebno je da rezerva ugiba Δf_s bude:

$$\Delta f_s \geq 0.1d(N_r - 1) \quad (48)$$

gde su:

d - prečnik žice ili dužina stranice pravougaonika (kod pravougaonog poprečnog preseka žice) duž ose opruge

N_r - broj radnih navojaka opruge

Pri proveru otpornosti opruge od žice kružnog poprečnog preseka primenjuju se sledeći izrazi:

Naprezanje na smicanje:

$$\tau = \frac{8k\Pi_{\max}D}{\pi d^3} \quad (49)$$

gde su: D - srednji prečnik opruge

$$k = \frac{4c_1 + 2}{4c_1 + 3}$$

$$c_1 = \frac{D}{d} \quad \text{- indeks opruge}$$

Potrebni prečnik žice:

$$d = \sqrt{\frac{8k\Pi_{\max}c_1}{\pi\tau_{\text{doz}}}} \quad (50)$$

gde je: τ_{doz} - dozvoljeni napon na smicanje za materijal žice

Broj radnih navojaka:

$$N_r = \frac{Gdf_{\max}}{8\Pi_{\max}c_1^3} \quad (51)$$

gde je: G - modul klizanja za materijal žice ($G \sim 8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$)

Ukupni broj navojaka je:

$$N = N_r + (1.5 \div 2)$$

Pri proveru otpornosti opruge od žice pravougaonog poprečnog preseka primenjuju se sledeći izrazi:

Naprezanje na smicanje:

$$\tau = \frac{\Pi_{\max} D}{2 \varepsilon b^3} \quad (52)$$

Broj radnih navojaka:

$$N_r = \frac{4 G \alpha b^4 f_{\max}}{\pi D^3 \Pi_{\max}} \quad (53)$$

U prethodnim izrazima su:

- b** - dužina stranice pravougaonika duž ose opruge (dužina druge stranice je h)
 ε, α - koeficijenti koji se određuju na osnovu odnosa h/b (tabela 1)

Tabela 1

h/b	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	8.0	10.0
A	0.140	0.294	0.457	0.790	1.123	1.789	2.456	3.126
ε	0.208	0.346	0.493	0.801	1.150	1.709	2.456	3.123

Pri projektovanju opružnih povratnika ne preporučuje se primena opruga sa **$c_1 < 4$** (zbog teškoća pri izradi i prenaprezanja unutrašnjih vlakana zbog malog prečnika savijanja). Najčešće se primenjuju opruge sa **$c_1 = 6 \div 10$** . Kod opruga pravougaonog poprečnog preseka **$c_1 = D/h$** , a preporučene vrednosti odnosa dimenzija stranica su **$h/b = 1 \div 3$** .

Sila hidropneumatskog i pneumatskog povratnika

Pri proračunu sile hidropneumatskog i pneumatskog povratnika usvaja se da se pritisak gasa u cilindru u toku trzanja menja po politropskom zakonu:

$$p W^n = p_0 W_0^n = \text{const} \quad (54)$$

- p, W** - tekuće vrednosti pritiska i zapremine gasa
 p_0, W_0 - početne vrednosti pritiska i zapremine gasa
n - koeficijent politrope gasa

Iz izraza (54) dobija se:

$$p = p_0 \left(\frac{W_0}{W} \right)^n \quad (55)$$

Tekuća vrednost zapremine gasa određuje se izrazom:

$$W = W_0 - A_n X \quad (56)$$

gde je:

$$A_n = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad - \text{ radne površine klipa povratnika}$$

- D** - prečnik klipa povratnika
- d** - prečnik klipnjače povratnika
- X** - put trzanja

Ako se stavi da je $S_0 = \frac{W_0}{A_n}$, dobija se:

$$\frac{W_0}{W} = \frac{S_0}{S_0 - X}$$

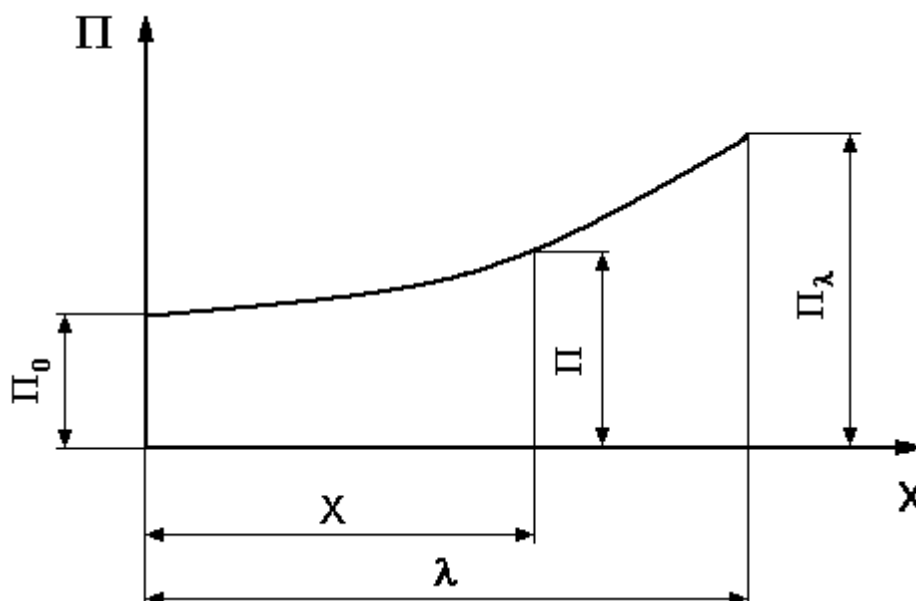
pa je konačno:

$$p = p_0 \left(\frac{S_0}{S_0 - X} \right)^n \quad (57)$$

Pošto je sila u povratniku proizvod pritiska i radne površine klipa povratnika ($\Pi = p A_n$), dobija se:

$$\Pi = \Pi_0 \left(\frac{S_0}{S_0 - X} \right)^n \quad (58)$$

Promena sile povratnika prikazana je na slici 11.



Sl 11. Promena sile hidropneumatskog i pneumatskog povratnika

Stepen kompresije gasa u povratniku određuje se izrazom:

$$m = \frac{\Pi_\lambda}{\Pi_0} = \left(\frac{S_0}{S_0 - \lambda} \right)^n \quad (59)$$

Oдавде se određuje svedena dužina početne zapremine gasa:

$$S_0 = \frac{\lambda}{1 - \frac{1}{m^n}} \quad (60)$$

Množenjem sa radnom površinom klipa dobija se izraz za početnu zapreminu gasa:

$$W_0 = \frac{\lambda A_n}{1 - \frac{1}{m^n}} \quad (61)$$

Od veličine početne zapremine gasa zavise dimenzije povratnika. Pošto veličina početne zapremine zavisi od stepena kompresije, očigledno je da pri projektovanju povratnika posebnu pažnju treba posvetiti izboru odgovarajuće vrednosti stepena kompresije.

Granična vrednost stepena kompresije određuje se izrazom:

$$m_{gr} = \frac{1}{\Pi_0} (R_\lambda - R_f + M_0 g \sin \varphi_{gr}) \quad (62)$$

Pri projektovanju se uzima da je: $m \leq m_{gr} = (4 \div 5)$

Veće vrednosti stepena kompresije nisu poželjne zbog sledećih razloga:

a) Veći stepen kompresije daje veće vrednosti pritiska gasa u povratniku, pa je time otežano pouzdano zaptivanje.

b) Sa porastom stepena kompresije raste i višak energije povratnika koji treba da amortizuje kočnica vraćanja. Ukupna energija povratnika određuje se izrazom:

$$E_n = \frac{\Pi_0 S_0}{n-1} \left(m^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (63)$$

c) Veći stepen kompresije prouzrokuje povećano zagrevanje gasa na kraju trzanja. Poznato je da je:

$$T_0 W_0^{n-1} = T W^{n-1}$$

pa je temperatura gasa na kraju trzanja:

$$T_\lambda = T_0 m^{\frac{n-1}{n}} \quad (64)$$

Povećano zagrevanje nepovoljno utiče na osobine hidraulične tečnosti i pouzdanost zaptivanja.

Ukupna zapremina povratnika određuje se izrazom:

$$W_n = W_0 + W_t$$

gde je W_t - zapremina tečnosti, koja je kod pneumatskih povratnika znatno manja nego kod hidropneumatskih.

Pri projektovanju povratnika usvaja se da je koeficijent politrope:

$n = 1.25 \div 1.30$ - za pneumatske i hidropneumatske povratnike sa slobodnim klipom

$n = 1.10 \div 1.20$ - za hidropneumatske povratnike sa neposrednim dodirom gasa i tečnosti

Pošto periodi trzanja i vraćanja trzajućih delova pri opaljenju nemaju isto trajanje, javlja se razlika u odvođenju toplote, pa je koeficijent politrope veći pri trzanju nego pri vraćanju.

Manje vrednosti koeficijenta politrope usvajaju se pri projektovanju povratnika za oruđa većeg kalibra, sa većim dužinama trzanja, a veće vrednosti usvajaju se za oruđa manjih kalibara, sa manjim dužinama trzanja.

Određivanje dimenzija i provera otpornosti delova hidropneumatskog i pneumatskog povratnika

Prečnik klipnjače povratnika, na mestu kanala za izlaz noža pri obradi navoja za vezu sa kolevkom ili trzajućim delovima, određuje se iz jednačine:

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \Pi_\lambda}{\pi \sigma_{e,d0z}}} \quad (65)$$

gde je $\sigma_{e,d0z}$ - dozvoljeni napon pri istezanju

Prečnik klipnjače **d** obično se uzima za $(2 \div 3)$ mm veći od prečnika navoja na vrhu klipnjače.

Unutrašnji prečnik radnog cilindra određuje se izrazom:

$$D = \sqrt{d^2 + \frac{4 A_n}{\pi}} \quad (66)$$

gde je $A_n = \frac{\Pi_0}{p_0}$ - radna površina klipa, koja se određuje na osnovu potrebne vrednosti početne sile u povratniku i izabrane vrednosti početnog pritiska u povratniku.

Pošto se izračunate vrednosti prečnika klipnjače (d) i unutrašnjeg prečnika cilindra (D) zaokružuju na prve veće standardne prečnike, potrebno je da se ponovo izračuna veličina radne površine klipa povratnika.

Napon koji se javlja u zidovima radnog cilindra pri dejstvu unutrašnjeg pritiska p_λ određuje se izrazom:

$$\sigma_{c,u} = \frac{2}{3} p_\lambda \frac{2 d_{nr}^2 + D^2}{d_{nr}^2 - D^2} \quad (67)$$

gde su **D** - unutrašnji prečnik radnog cilindra
 d_{nr} - spoljašnji prečnik radnog cilindra

Ako se usvoji da je dozvoljeni napon na istezanje $\sigma_{e,doz}$ jednak trećini granice razvlačenja materijala cilindra, spoljašnji prečnik radnog cilindra može da se odredi izrazom:

$$d_{nr} = D \sqrt{\frac{2p_{\lambda} + 3\sigma_{c,doz}}{3\sigma_{c,doz} - 4p_{\lambda}}} \quad (68)$$

Napon koji se javlja u zidovima radnog cilindra u slučaju dejstva pritiska p_{λ} spolja u odnosu na cilindar (slučaj hidropneumatskog povratnika sa dva ili tri cilindra postavljena jedan unutar drugog) određuje se izrazom:

$$\sigma_{c,s} = 2p_{\lambda} \frac{d_{nr}^2}{d_{nr}^2 - D^2} \quad (69)$$

Spoljašnji prečnik radnog cilindra određuje se u ovom slučaju izrazom:

$$d_{nr} = D \sqrt{\frac{\sigma_{c,doz}}{\sigma_{c,doz} - 2p_{\lambda}}} \quad (70)$$

Pri dejstvu spoljašnjeg pritiska (povratnik sa više cilindara) može da dođe do pojave deformisanja radnog cilindra (ovalnost poprečnog preseka), koje može prouzrokovati neravnomerno habanje zatvarača i obloge klipa i dovesti do narušavanja zaptivanja. Zato se vrši provera stabilnosti oblika poprečnog preseka radnog cilindra na osnovu veličine kritičnog pritiska koji cilindar može da izdrži bez deformisanja.

1° U slučaju da je napon $\sigma_{c,s}$ manji od granice proporcionalnosti materijala cilindra, kritični pritisak se određuje izrazom:

$$p_{kr} = \frac{E}{4\left(1 - \frac{1}{v^2}\right)} \left(\frac{d_{nr} - D}{d_{sr}}\right)^2 \quad (71)$$

2° U slučaju da je napon $\sigma_{c,s}$ veći od granice proporcionalnosti materijala cilindra, kritični pritisak se određuje izrazom:

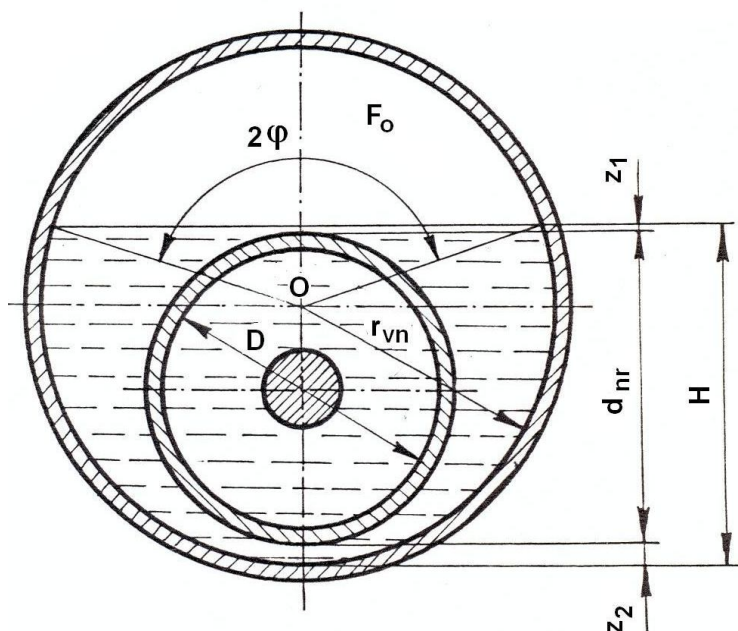
$$p_{kr} = \frac{d_{nr} - D}{d_{sr}} \frac{\sigma_T}{1 + 4 \frac{\sigma_T \left(1 - \frac{1}{v^2}\right)}{E} \left(\frac{d_{sr}}{d_{nr} - D}\right)^2} \quad (72)$$

U jednačinama (71) i (72) je:

- E - modul elastičnosti materijala cilindra
- v - Poisson-ov broj
- $d_{sr} = \frac{d_{nr} + D}{2}$ - srednji prečnik cilindra
- σ_T - granica razvlačenja materijala cilindra

Potrebno je obezbediti da je $p_{kr} \geq 5 p_{\lambda}$. Ukoliko navedeni uslov nije obezbeđen, potrebno je da se poveća debljina zidova cilindra, bez obzira na rezultate provere njegove otpornosti na dejstvo unutrašnjeg ili spoljašnjeg pritiska.

Veličina unutrašnjeg prečnika spoljašnjeg cilindra povratnika (slika 12) zavisi od veličine spoljašnjeg prečnika unutrašnjeg cilindra i zapremina tečnosti i gasa u povratniku. Rastojanje između baza cilindra sa gasom (dužina cilindra) obično se usvaja $l_n = (1.1 \div 1.2) \lambda$.



Sl 12. Određivanje unutrašnjeg prečnika spoljašnjeg cilindra povratnika

Pri projektovanju povratnika obično se usvaja da je:

$$z_1 = (0 \div 5) \text{ mm}$$

$$z_2 = (5 \div 15) \text{ mm}$$

Prema slici 12 dobija se:

$$r_{vn} = \frac{H}{1 + \cos \varphi} \quad (73)$$

Površina poprečnog preseka koju zauzima gas određuje se izrazom:

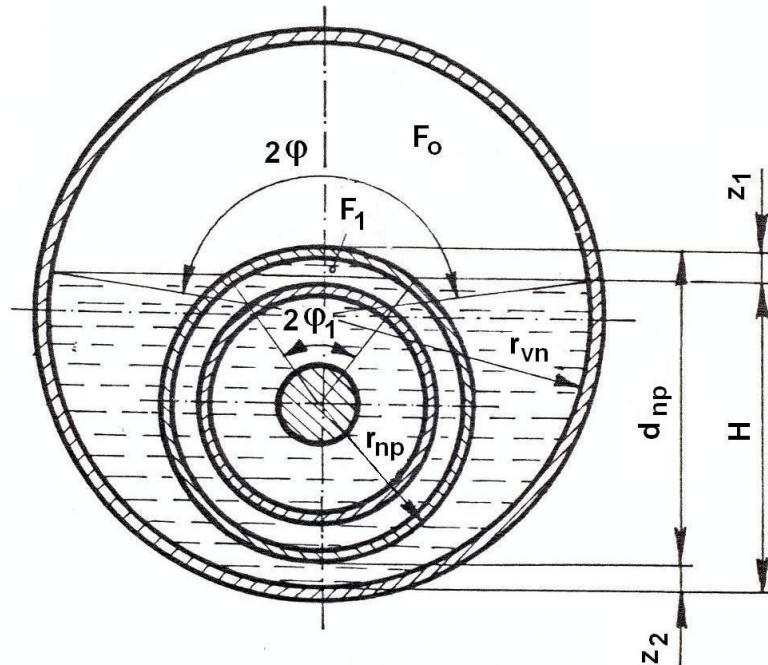
$$F_0 = \frac{r_{vn}^2}{2} (2\varphi - \sin 2\varphi) \quad (74)$$

Uvodeći izraz (73) u jednačinu (74) dobija se:

$$\frac{F_0}{H^2} = \frac{2\varphi - \sin 2\varphi}{2(1 + \cos \varphi)^2} = f(\varphi) \quad (75)$$

Pošto je $H = d_{nr} + z_1 + z_2$, a $F_0 = W_0 / l_n$, prema izrazu (75) određuje se vrednost funkcije $f(\varphi)$. Funkcija $f(\varphi)$ data je u tabeli 2. Na osnovu ugla φ određuje se r_{vn} i vrši provera prema jednačini (75).

Na slici 13 prikazan je hidropneumatski povratnik sa tri cilindra. Ukoliko je nivo tečnosti iznad srednjeg cilindra, postupak određivanja unutrašnjeg prečnika spoljašnjeg cilindra je isti kao u prethodnom slučaju.



Sl 13. Određivanje unutrašnjeg prečnika spoljašnjeg cilindra povratnika

Pri projektovanju se obično usvaja da je:

$$z_1 = (10 \div 20) \text{ mm}$$

$$z_2 = (5 \div 10) \text{ mm}$$

Prema slici 13 dobija se:

$$r_{vn} = \frac{H}{1 + \cos \varphi} \quad (76)$$

gde je $H = 2 \cdot r_{np} + z_2 - z_1$, a r_{np} - spoljašnji poluprečnik srednjeg cilindra.

Površina poprečnog preseka koji zauzima gas određuje se izrazom:

$$F_0 = \frac{r_{vn}^2}{2} (2\varphi - \sin 2\varphi) - F_1 \quad (77)$$

gde je

$$F_1 = \frac{r_{np}^2}{2} (2\varphi_1 - \sin 2\varphi_1) \quad (78)$$

Ugao φ_1 se određuje izrazom:

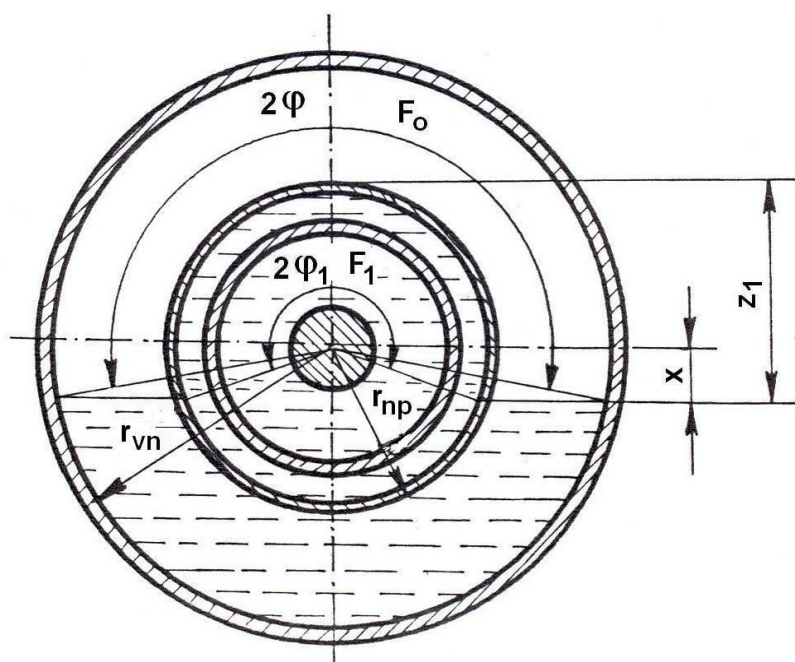
$$\varphi_1 = \arccos\left(\frac{r_{np} - z_1}{r_{np}}\right) \quad (79)$$

Iz izraza (76) i (77) dobija se:

$$\frac{F_0 + F_1}{H^2} = \frac{2\varphi - \sin 2\varphi}{2(1 + \cos \varphi)^2} = f(\varphi) \quad (80)$$

Navedenim postupkom se određuje vrednost ugla φ , a zatim poluprečnik r_{vn} primenom izraza (76).

U slučaju da su sva tri cilindra povratnika postavljeni koncentrično (slika 14) dobija se:



Sl 13. Određivanje unutrašnjeg prečnika spoljašnjeg cilindra povratnika

$$r_{vn} = r_{np} \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi} \quad (81)$$

Analogno prethodnim razmatranjima dobija se:

$$F_0 = \frac{r_{vn}^2}{2} (2\varphi - \sin 2\varphi) - F_1 \quad (82)$$

$$F_1 = \frac{r_{vp}^2}{2} (2\varphi_1 - \sin 2\varphi_1) \quad (83)$$

$$\varphi_1 = \arccos\left(\frac{r_{np} - z_1}{r_{np}}\right) \quad (84)$$

$$\frac{F_0 + F_1}{r_{np}^2 \cos^2 \varphi_1} = \frac{2\varphi - \sin 2\varphi}{2 \cos^2 \varphi_1} = f_1(\varphi) \quad (85)$$

Iz tabele 2 se, na osnovu vrednosti funkcije $f_1(\varphi)$, određuju ugao φ i poluprečnik r_{vn} primenom izraza (76).

Tabela 2

φ (rad)	0.5236	1.0472	1.3090	1.5708	1.8326	2.0944	2.3562	2.6180
$f(\varphi)$	0.025	0.272	0.61	1.57	3.8	10.1	31.5	180
$f_1(\varphi)$	0.117	2.44	14.4	∞	31.0	10.1	5.7	4.02

Spoljašnji prečnik spoljašnjeg cilindra određuje se izrazom:

$$d_{nn} = d_{vn} \sqrt{\frac{2p_{\max} + 3\sigma_{c,doz}}{3\sigma_{c,doz} - 4p_{\max}}} \quad (86)$$

gde je

$p_{\max} = (1.5 \div 2.0) p_{\lambda}$ - vrednost opitnog pritiska pri proveri cilindra povratnika hidroprobom