

UTICAJ KONSTRUKTIVNIH PARAMETARA VENTILA SIGURNOSTI NA NJEGOVE STATIČIONARNE KARAKTERISTIKE



D. Jelić¹, D. Gordić², N. Jovičić³, V. Šušteršić⁴

Rezime: U ovom radu je analizirano funkcionisanje ventila za regulaciju ulaznog pritiska. Teorijski su analizirane stacionarne karakteristike regulatora ulaznog pritiska direktnog dejstva u funkciji ventila sigurnosti, za najčešće korišćene zatvaračke elemente: konus, kuglicu i klip. Na osnovu matematičkih izraza, numerički su određeni veličina pritiska otvaranja (ulaznog pritiska) i kriva promene ovog pritiska u funkciji od hoda zatvaračkog elementa/zapreminskog protoka, za izabrane model-ventile. Posmatran je uticaj konstruktivnih parametara ovih ventila na navedene karakteristike.

Ključne reči: ventil sigurnosti, konstrukcija, karakteristike

1. UVOD

Pritisni ventili (ventili za pritisak) su ventili čija je funkcija da, u delu ili u celom hidrauličnom sistemu, ograniče ili obezbede pritisak određene veličine. Prema načinu delovanja u hidrauličnom sistemu, ventili za regulaciju ulaznog pritiska se klasifikuju na: ventile sigurnosti, prelivne ventile i redosledne ventile. Ventili sigurnosti imaju zadatak da ograniče maksimalni pritisak u hidrauličnom sistemu, najčešće do veličine 15 – 20 % veće od nazivnog radnog pritiska, čime se pojedine komponente ili čitav sistem štite od preopterećenja. Prema principu dejstva razlikuju se ventili direktnog i indirektnog dejstva, a prema konstrukciji zatvaračkog elementa ovi ventili se dele na: kuglaste, konusne, tanjuraste (pločaste) i klipne. Ventil za regulaciju ulaznog pritiska se otvara kada sila pritiska na zatvaračkom elementu savlada silu opruge i sile trenja zatvaračkog elementa. Otvaranjem ventila povećava se sila opruge, a sila pritiska kojom se potiskuje zatvarački element postaje zavisna od brzine opstavljanja zatvaračkog elementa, tj. od protoka koji se kroz ventil odvodi u rezervoar (drugu granu sistema), jer na zatvarački element u tom slučaju deluje i sila usled strujanja radne tečnosti. Iz navedenih razloga, povećanjem protoka kroz ventil, povećava se i pritisak koji ga drži otvorenim, pa se realna karakteristika ventila razlikuje od idealne, po kojoj bi pritisak otvaranja ventila bio nezavisan od protoka. Pored vrednosti pritiska otvaranja, ova karakteristika porasta pritiska predstavlja značajnu konstruktivnu karakteristiku ovih ventila.

2. MATEMATIČKO MODELIRANJE

Na slici 1. je prikazan sistem sa direktno upravljenim ventilom za regulaciju ulaznog pritiska u funkciji ventila sigurnosti. Pritisak koji se kontroliše je pritisak sistema p_s [Pa], i on

¹ Dubravka Jelić, dipl. inž. maš. Mašinski fakultet, 34000 Kragujevac, Sestre Janjić 6

² Docent dr Dušan Gordić, dipl. inž. maš. Mašinski fakultet, 34000 Kragujevac, Sestre Janjić 6

³ Docent dr Nebojša Jovičić, dipl. inž. maš. Mašinski fakultet, 34000 Kragujevac, Sestre Janjić 6

⁴ Mr Vanja Šušteršić, dipl. inž. maš. Mašinski fakultet, 34000 Kragujevac, Sestre Janjić 6

deluje na čeonu površinu zatvaračkog elementa (na slici u obliku klipa). Sili usled dejstva pritiska p_s , suprotstavlja se sila prednaprezanja opruge F_{so} [N].

Kada pritisak sistema poraste do prethodno podešene vrednosti pritiska otvaranja ventila, klip se pomera i otvara kontrolni otvor. Rezultujući porast protoka kroz ventil, "oslobađa" sistem prekomernog pritiska. Pritisak otvaranja p_c [Pa], može da se prikaže kao:

$$p_c = \frac{F_{so} + F_r}{A_s}. \quad (1)$$

Sila prednaprezanja opruge zavisi od krutosti k_s [N/m] i prednaprezanja opruge x_0 [m]:

$$F_{so} = k_s \cdot x_0. \quad (2)$$

Bez obzira na oblik zatvaračkog elementa, projekcija površine čela zatvaračkog elementa na ravan normalnu na pravac kretanja zatvaračkog elementa A_s [m^2] je:

$$A_s = \frac{d_s^2 \cdot \pi}{4}. \quad (3)$$

gde je sa d_s [m] označen prečnik dovodnog voda priključnog otvora ventila.

Sila suvog (Kulonovog) trenja F_r [N], javlja se uvek pri kontaktu dva čvrsta tela. Generalno, njena vrednost ne zavisi od intenziteta brzine pomeranja zatvaračkog elementa, ali zavisi od njenog smera. Ispitivanja vršena sa različitim čvrstim telima u kontaktu, pokazuju da, u okolini područja gde zatvarački element miruje, postoji odstupanje veličine sile suvog trenja u odnosu na navedenu pretpostavku. Tu nastaje dodatna sila pokretanja F_{r0} [N], koja može biti mnogostruko veća od nominalne sile trenja F_m [N]. Da bi se obezbedila neprekidnost funkcije koja opisuje silu suvog trenja, matematički se ova sila može predstaviti pomoću tzv. "koeficijent pokretanja" - ζ [-] u sledećem obliku [1]:

$$F_r = [F_m + (F_{r0} - F_m) \cdot e^{-\zeta|x_v|}] \cdot \text{sgn}(x_v) \quad (4)$$

Pri proticanju radne tečnosti kroz ventil, pritisak sistema koji ograničava ventil sigurnosti biće veći od podešene vrednosti pritiska otvaranja. Pritisak p_s se može odrediti iz jednačine statičke ravnoteže zatvaračkog elementa za slučaj kada je ventil otvoren [2]:

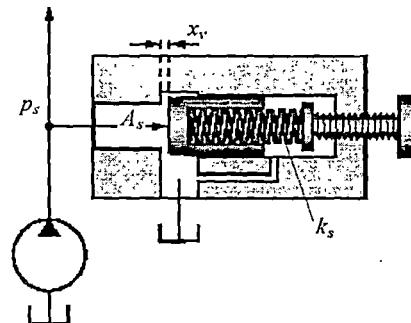
$$p_s \cdot A_s = k_s \cdot (x_0 + x_v) + F_r + F_{sf} \quad (5)$$

gde je: x_v [m] – dužina prigušnog otvora ventila, tj. pomeranje zatvaračkog elementa.

Sila usled strujanja radne tečnosti nastaje zbog promene vektora količine kretanja, pri strujanju radne tečnosti kroz zapreminu prigušnog otvora, koja nastaje otvaranjem ventila. Primenom zakona o promeni količine kretanja radne tečnosti na navedenu zapreminu uz pretpostavke o neviskoznom, dvodimensijskom i bezvrtložnom strujanju, za aksijalnu komponentu stacionarne sile usled strujanja tečnosti F_{sf} [N] dobije se [1]:

$$F_{sf} = \frac{2 \cdot K_t^2}{K_c} \cdot A_v \cdot \cos \alpha \cdot (p_s - p_o) \quad (6)$$

Vrednost sile F_{sf} zavisi od oblike zatvaračkog elementa. U slučaju da se radi o klipnom zatvaračkom elementu (slika 2 - a), prigušni otvor je prstenastog oblika površine A_v [m^2]:



Slika 1 Direktno upravljeni ventil za regulaciju ulaznog pritiska u funkciju ventila sigurnosti

$$A_v = \pi \cdot D \cdot x_v \quad (7)$$

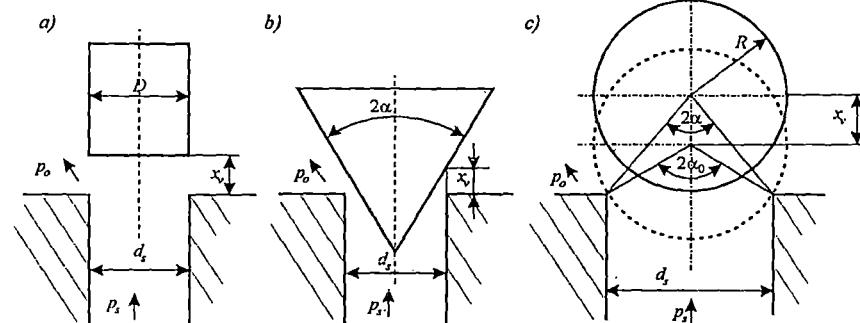
Ako je zatvarački element konus (slika 2 - b), prigušni otvor je oblika omotača zarubljenog konusa [1]:

$$A_v = \pi \cdot x_v \cdot \sin \alpha \cdot (d_s - x_v \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha) \quad (8)$$

Kod ventila sa kugličnim zatvaračkim elementom (slika 2 - c), prigušni otvor je takođe oblika zarubljenog konusa. Za površinu ovog prigušnog otvora se može pisati [1]:

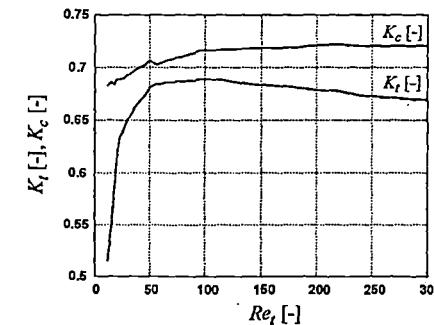
$$A_v = \pi \cdot R^2 \cdot \left(\frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha} - 1 \right) \cdot (\sin \alpha_0 + \sin \alpha) \quad (9)$$

pri čemu su odgovarajući uglovi: $\alpha = \arctg \frac{R \cdot \sin \alpha_0}{x_v + R \cdot \cos \alpha_0}$ i $\alpha_0 = \arcsin \frac{d_s}{2 \cdot R}$.

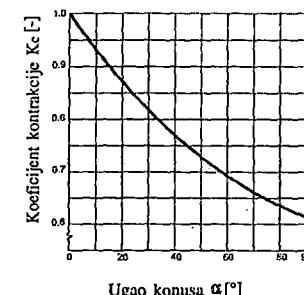


Slika 2 Šematski prikaz ventila sa a) klipnim, b) konusnim i c) kugličnim zatvaračkim elementom

Na temu određivanja vrednosti koeficijenta protoka K_t [-] prigušnih otvora, obavljen je veliki broj teorijskih i eksperimentalnih istraživanja. I pored toga, dosta je još nepoznato, jer veliki broj pojava i veličina utiče na njegovu vrednost. Sve to ima za posledicu, da se izrazi i dijagrami koji definišu zavisnost K_t od režima strujanja značajno razlikuju.



Slika 3 Zavisnost K_c i K_t od Re , za klipni ventil



Slika 4 Zavisnost K_c od ugla konusa

Određivanjem vrednosti K_t pravougaonih i prstenastih prigušnih otvora, bavili su se mnogi naučnici (Von Mises, Hohlov, McCloy i Martin... [1]). U ovom radu, korišćeni su numerički podaci Donga i Uena [3], prikazani na slici 3. Koeficijent protoka K_t za konusni i kuglični zatvarački element ventila, u slučaju da je $3 < Re < 160$, može da se izračuna po [4]:

$$K_t = 0.7271 \cdot \left(1 + \frac{181}{Re_t}\right)^{1/2} \quad (10)$$

Za vrednosti Re_t broja veće od 160, može se uzeti da je $K_t=0,7271$. Navedene funkcionalne zavisnosti za K_t date su u funkciji Rejnoldsovog broja Re_t [-], definisanog izrazom:

$$Re_t = \frac{\dot{V}_t}{d_s \cdot \pi \cdot v} \quad (11)$$

gde su \dot{V}_t [m³/s] – zapreminski protok kroz ventil i v [m²/s] - kinematska viskoznost.

Na osnovu numeričkih rezultata Donga i Uena [3], može se dobiti funkcionalna zavisnost koeficijenta kontrakcije K_c [-] pravougaonog prigušnog otvora od Re_t , prikazana na slici 3. Za određivanje K_c kod konusnog ventila, koristi se dijagram sa slike 4 [5]. Za približno određivanje K_c kod kugličnog ventila, može se koristiti isti dijagram, pri čemu se umesto ugla konusa koristi komplement ugla α sa slike 2-c [5].

Ugao skretanja radne tečnosti u prigušnom otvoru klipnog ventila je funkcija odnosa hoda klipa x_v i radikalnog zazora δr [m] (slika 5) [5]. Za konusni ventil, ugao skretanja radne tečnosti je ugao izvodnice konusa:

$$\alpha_t = \alpha \quad (12)$$

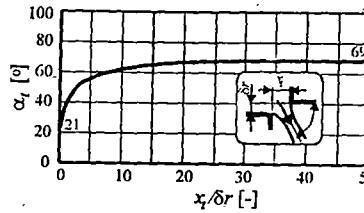
Za kuglični ventil, ugao skretanja je komplement ugla kuglice α (slika 2-c), tj.

$$\alpha_t = 90^\circ - \alpha \quad (13)$$

3. NUMERIČKA ANALIZA

Korišćenjem izraza iz prethodnog poglavlja, stacionarna analiza ventila sigurnosti obavljena je korišćenjem MATLAB/SIMULINK programskog paketa. Numerički su analizirani ventili sigurnosti sa različitim zatvaračkim elementima (kugla, konus i klip). Vrednosti fizičkih veličina, koje su zajedničke za sve simulacije su prikazane u tabeli 1.

Analiza uticaja ugla konusa α na karakteristiku porasta pritiska otvaranja, kao funkciju hoda konusnog zatvaračkog elementa prikazana je na slići 6. Hod konusa je varirao od 0 do 0.5 mm. Povećanjem ugla α od minimalne analizirane vrednosti $\alpha=10^\circ$ do vrednosti $\alpha=45^\circ$, povećava se neravnometernost pritiska p_s . Daljim povećanjem ugla konusa smanjuje se promena pritiska sistema u odnosu na pritisak otvaranja. Vrlo mali uglovi konusa se ne preporučuju zbog mogućnosti propadanja konusa kroz sedište, a vrlo veliki izazivaju značajno povećanje gabarita ventila. Zato se u literaturi mogu naći preporuke za ugao konusa 30° [2] ili 45° [4]. Sa dijagrama sa slike 6, može se zaključiti da je sa stanovišta neravnometernosti pritiska znatno bolje kao projektni parametar uzeti $\alpha=30^\circ$.

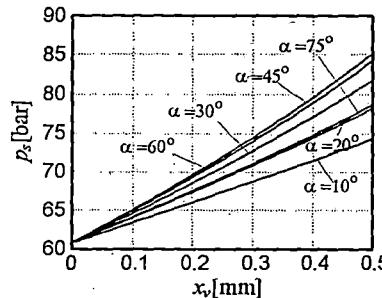


Slika 5 Ugao skretanja radne tečnosti u funkciji geometrije klipnog ventila

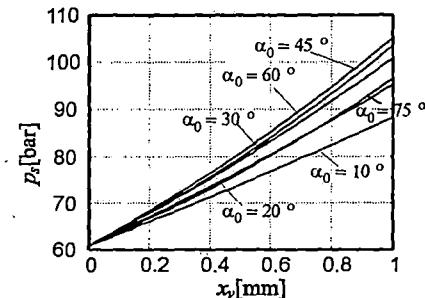
Oznaka	Vrednost	Jedinica
d_s	8	mm
k_s	10^3	N/m
x_0	3	mm
F_{rn}	0,005	N
F_{r0}	0,01	N
ζ	10^6	-
ρ	875	kg/m ³
v	$14 \cdot 10^{-6}$	m ² /s

Tabela 1 Polazni podaci za numeričke proračune

Slična analiză je izvršena i za kuglični ventil (slika 7), s tim što je hod variran u širem intervalu (od 0 do 1 mm), jer su u intervalu hodova od 0 do 0.5 mm promene pritiska p_s kod kugličnog zatvaračkog elementa nešto manje. Kod ventila kod kojeg je prečnik dovodnog voda priključnog otvora d_s konstantan, dimenzija kuglice zavisi od ugla α_0 (slika 8). Sa slike 8 se vidi da je za $\alpha_0 < 30^\circ$ prečnik kuglice - $2 \cdot R$ više od 2 puta veći od d_s . Sä druge strane za $\alpha_0 > 60^\circ$, $2 \cdot R$ i d_s imaju suviše bliske vrednosti. Analizirajući dijagram sa slike 7., vidi se da je najveća neravnometernost pritiska p_s u intervalu α_0 od 30° do 60° , ali se te vrednosti zbog prethodno navedenih konstruktivnih razloga ne mogu izbeći. U literaturi se može naći preporuka od $\alpha_0=45^\circ$ [4].

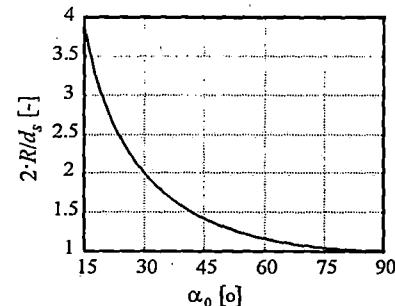


Slika 6 Zavisnost pritiska sistema od pomeranja konusa za različite veličine ugla konusa

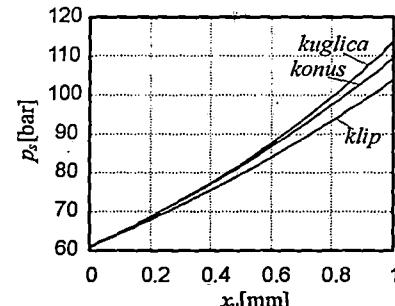


Slika 7 Zavisnost pritiska sistema od pomeranja kuglice za različite veličine ugla α_0

Na slici 9. je prikazana je uporedna analiza karakteristika promene p_s u funkciji od hoda ventila x_v za tri "jednaka" ventila sa različitim zatvaračkim elementima (podaci u tabeli 1. se odnose na sva tri ventila). Ugao konusa kod konusnog ventila je 30° , a ugao α_0 kod kugličnog ventila je 45° . U posmatranom intervalu promene x_v , najmanja je promena pritiska p_s kod klipnog, a najveća kod kugličnog ventila. Za $x_v < 0.5$ mm, zavisnost $p_s(x_v)$ je približno linearna za sva tri ventila, dok se za veće hodove linearnost gubi.



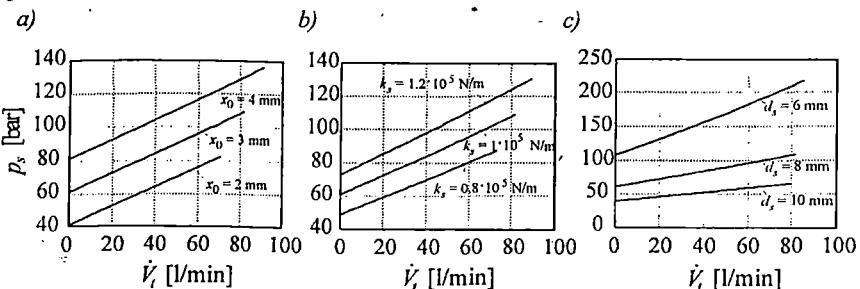
Slika 8 Dijagram zavisnosti dimenzije kuglice od ugla α_0



Slika 9 Uporedni dijagram zavisnosti pritiska sistema od hoda klipa, konusa i kuglice

Uticaj varijacija konstruktivnih parametara (prethodnog sabijanja, krutosti opruge i prečnika dovodnog voda priključnog otvora) posmatranog konusnog ventila (ugao konusa 45°), na funkcionalnu zavisnost pritiska od zapreminskog protoka kroz ventil, prikazan je na slici 10. Povećanje prethodnog sabijanja i krutosti opruge, i smanjenje prečnika dovodnog voda priključnog otvora povećava pritisak otvaranja. Nagib krive pritisak-protok se ne menja sa

promenom parametara opruge, dok povećanjem prečnika dovodnog voda priključnog otvora nagib krive opada.



Slika 10 Uticaj promene a) prethodnog sabijanja opruge, b) krutosti opruge i c) prečnika dovodnog voda priključnog otvora na stacionarne karakteristike ventila sigurnosti

4. ZAKLJUČAK

U radu je prikazan matematički aparat za analizu stacionarnih karakteristika ventila sigurnosti direktnog dejstva, koji se sa neznatnim modifikacijama može koristiti za prelivne i redosledne ventile. Teorijski model je formiran za najčešće korišćene zatvaračke elemente: konus, kuglicu i klip. Upotreboom modela, obavljena je numerička analiza korišćenjem programskog paketa MATLAB/SIMULINK. Analiza je pokazala da se prilikom izbora ugla konusa ili ugla α_0 kuglice, ne može voditi računa samo o karakteristikama promene pritiska već i o geometrijskim ograničenjima koja ovi uglovi diktiraju (propadanje kroz sedište ventila za previše male, odnosno povećanje gabarita ventila za previše velike dimenzije zatvaračkog elementa). Uporedna analiza ventila sa različitim zatvaračkim elementima uslovno istih dimenzija, pokazala je da je najmanja promena pritiska kod ventila sa klipnim zatvaračkim elementom. Utvrđeno je i da se promenom prečnika dovodnog voda priključnog otvora konusnog ventila, menja nagib krive pritisak-protok.

LITERATURA

- [1] Živković D. "Ventili za regulaciju ulaznog pritiska", diplomski rad, MF KG, 2003
- [2] Fitch E. Hong I. "Hydraulic Component Design and Selection", BarDyne, Inc., 1998
- [3] Dong X., Ueno H. "Flows and Flow Characteristics of Spool Valve", Proc. of the Forth JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '99, Japan, 1999. pp. 51-56
- [4] Bašta T.M. "Mašinska hidraulika", Mašinski fakultet Beograd, 1990
- [5] McCloy D., Martin H. "The Control of Fluid Power", Longman Group LTD, 1973

INFLUENCE OF THE RELIEF VALVE DESIGN PARAMETERS ON ITS STATIONARY CHARACTERISTICS

Abstract: The performance of inlet pressure control valves is presented in this paper. Stationary characteristics of direct acting relief valve for the most common shutdown elements: poppet, ball and spool are theoretically analyzed. Based on the mathematical equations, cracking pressure (inlet pressure) and variation of the pressure as a function either of valve displacement or valve flow were numerically obtained for the chosen model-valves. The influence of the valve design parameters on the characteristics was studied.

Key Words: Relief Valve, Design, Characteristics