

## ANALIZA HIDRAULIČKOG REŽIMA BRODSKIH PREVODNICA

Dr Miodrag B. JOVANOVIĆ  
mjovanov@grf.bg.ac.rs  
mjovanov@sbb.rs

### REZIME

U ovom radu se prikazuje računski model koji omogućava analizu hidrauličkog režima brodskih prevodnica. Ovaj model spada u kategoriju uprošćenih modela jer podrazumeva geometrijski jednostavnu konfiguraciju sa dve identične, prizmatične i simetrično postavljene podužne galerije, sa jednakim zahvatima, zatvaračima i ispusnim otvorima. To podrazumeva da su energetske gubici u obe galerije jednaki. Linijski i lokalni gubici energije su objedinjeni sumarnim koeficijentom energetskih gubitaka, dok se lokalni gubitak na zatvaraču definiše pomoću empirijskih izraza za dati tip zatvarača. Iako ovakav numerički model ima svoja ograničenja, on daje mogućnost razdvajanja pojedinih hidrauličkih uticaja, od kojih su najznačajniji uticaji inercije i manevra zatvarača. Analiza relativnog odnosa tih uticaja tokom punjenja/praznjenja komore, kao što je ilustrovano jednim brojnim primerom, može korisno da posluži kao skup smernica za projektovanje prevodnica.

**Ključne reči:** brodske prevodnice, numerički modeli, punjenje komore, inercijalni uticaji

### 1. UVOD

Hidraulika brodskih prevodnica je jedna od najizuzetnijih oblasti hidraulike objekata. Istraživanja u ovoj oblasti su se decenijama zasnivala na laboratorijskim ispitivanjima pomoću fizičkih modela, a u manjoj meri pomoću numeričkih modela [2, 11, 13, 16, 20]. U novije vreme se istraživanja u ovoj oblasti ponovo aktuelizuju, ne toliko zbog projektovanja novih objekata, već zbog rekonstrukcije postojećih prevodnica koje više nemaju kapacitet da zadovolje potrebe uvećanog robnog prometa. Pri tome se često ispostavlja da je izgradnja nove prevodnice racionalnije rešenje od rekonstrukcije postojeće prevodnice. U Srbiji to potvrđuje projekat povećanja kapaciteta prevodnice u sklopu brane na Tisi kod Novog Bečaja [15].

Opravdanost ulaganja u rekonstrukciju/izgradnju prevodnice zasniva se na broju ciklusa prevođenja brodova. Taj broj nije moguće utvrditi bez hidrauličkog proračuna punjenja i pražnjenja prevodnice. Naime, hidraulički proračuni omogućavaju da se odredi optimalno trajanje punjenja/praznjenja komore sa stanovišta dva oprečna zahteva: da trajanje bude što kraće zbog robnog prometa, a što duže zbog sigurnosti plovila u komori.

Razmatranje varijantnih konstruktivnih rešenja prevodnice zahteva poznavanje niza faktora koji utiču na hidraulički režim prevodnice, i to ne parcijalno (ulaz, zatvarači, glavna galerija, otvori), već *integralno*, u celom sistemu. Pri tome, od primarnog interesa je punjenje komore, jer su tada hidraulički poremećaji u komori veći nego prilikom njenog pražnjenja.

U hidrauličkoj analizi prevodnica sa podeonim hidrauličkim sistemima, koje se koriste za savlađivanje velikih denivelacija (uslovno iznad 5 m), naročito je važno poznavanje inercijalnih efekata u toku punjenja komore. Ovi efekti nisu izraženi i zanemaruju se kod prevodnica sa čeonim punjenjem, koje se primenjuju kod malih denivelacija. U nastavku se prikazuje numerički model pomoću koga se mogu lako ispitati inercijalni uticaji tokom punjenja komore, a zatim se pomoću jednog brojnog primera demonstrira interpretacija rezultata hidrauličkog proračuna.

### 2. OSNOVNE JEDNAČINE

Punjenje i pražnjenje brodskih prevodnica su primeri neustaljenog tečenja, za čiju se analizu mogu primeniti dva metodološka pristupa, u zavisnosti od veličine i značaja objekta koji se razmatra i obima rezultata koji se traže na datom nivou projektovanja.

Prvi, komplikovaniji pristup podrazumeva rešavanje punih jednačina neustaljenog tečenja, sa hidrauličkim

veličinama koje su promenljive po vremenu i prostoru  $(t, x)$ . U glavnim dovodnim galerijama rešenje je raspored brzine  $V(t, x)$ , i protoka  $Q(t, x)$ . U komori prevodnice rešenje, pored rasporeda brzine i protoka, obuhvata i raspored dubine dubine  $h(t, x)$ , odnosno kote nivoa  $Z(t, x)$ . U oba slučaja, radi se o numeričkom rešavanju *parcijalnih diferencijalnih jednačina* sa zadatim početnim i graničnim uslovima [1, 19].

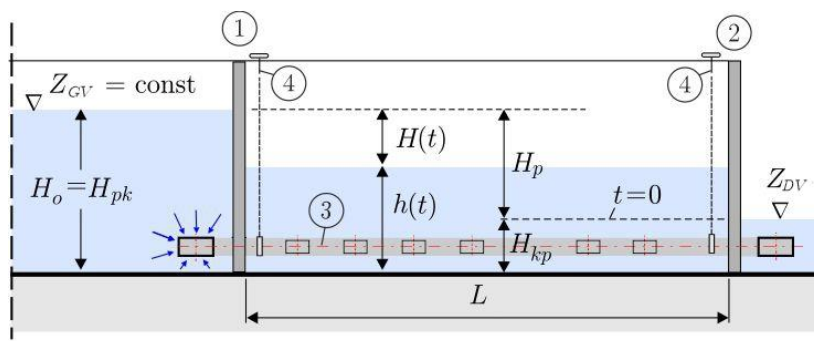
Drugi, jednostavniji pristup zasniva se na pretpostavci tzv. "krutog vodenog stuba", koja podrazumeva da je u bilo kom trenutku brzina toka svugde ista duž zatvorenog provodnika konstantnog poprečnog preseka. U tom slučaju, brzina i protok u galeriji prevodnice su isključivo funkcija vremena:  $V(t)$  i  $Q(t)$ . Analitički, takav dovodni sistem se može opisati običnom diferencijalnom jednačinom prvog reda.

Ako se hidraulički proračun punjenja komore svede samo na osnovni pokazatelj tog procesa – trajanje punjenja, a dinamika procesa, samo na nivogram i ulazni hidrogram, dovoljna je još samo jedna obična diferencijalna jednačina, a to je jednačina kontinuiteta za komoru. U matematičkom smislu, potrebno je rešavati početni problem (po vremenu) definisan sistemom od *dve obične*

*diferencijalne jednačine prvog reda* sa odgovarajućim početnim uslovima, kao što će se videti u nastavku.

Ukoliko su hidrauličke promene spore, primena ovako pojednostavljenog modela obezbeđuje rezultate koji su sasvim dovoljni za početnu fazu projektovanja prevodnice. Kasnije, na višem nivou projektovanja, kada su razrađeni svi konstruktivni detalji projektnog rešenja, može se primeniti prvi, složeniji računski pristup, koji daje daleko potpuniji uvid u hidrauličko ponašanje sistema.

Na Slici 1 prikazan je shematski uzdužni presek brodske prevodnice sa jednostavnim, "prostim podeonim sistemom" punjenja i pražnjenja. Dovod/odvod vode se obavlja kroz dve identične, simetrično postavljene galerije sa otvorima. Poprečni presek obe galerije je kružni ili pravougaoni, ukupne površine  $2A_g$ . Protok se kontroliše zatvaračima. Na istoj slici su date i oznake koje će se koristiti u proračunu: početna dubina u komori  $H_{kp}$ , početna denivelacija  $H_p$ , trenutna dubina  $h$  i trenutna denivelacija  $H$ . Zbog ogromne zapremine vode u prilaznim kanalima u odnosu na zapreminu komore, kote nivoa u prilaznim kanalima ( $Z_{GV}$  i  $Z_{DV}$ ), kao i dubina ( $H_{pk}$ ) se mogu smatrati konstantnim veličinama.



Slika 1. Shematski prikaz komore brodske prevodnice sa podeonim sistemom punjenja/pražnjenja; 1 – uzvodna kapija; 2 – nizvodna kapija; 3 – glavna podužna galerija sa otvorima; 4 – zatvarači.

Složenost računskog postupka kod nekog podeonog sistema zavisi od njegovih konstruktivnih karakteristika, jer oni diktiraju način na koji se obuhvataju linijski i lokalni gubici energije. Ukoliko se linijski gubici na trenje i lokalni gubici na ulazu, računava i u nizu otvora duž galerije obuhvate jednim, *sumarnim* koeficijentom energetskih gubitka  $\xi_s$ , računski model postaje relativno jednostavan. Vrednost  $\xi_s$  je konstantna i utvrđuje se merenjem na fizičkom modelu prevodnice, ili na postojećoj prevodnici. U nedostatku merenja, vrednost  $\xi_s$  se usvaja na osnovu podataka iz literature ili ranijih

projekata. Vrednost koeficijenta lokalnog gubitka na zatvaraču  $\xi_z$  je promenljiva, jer zavisi od trenutnog stepena otvorenosti zatvarača i usvaja se na osnovu empirijskih podataka za određeni tip zatvarača.

Računski model koncipiran na ovaj način spada u kategoriju uprošćenih modela, koji su primenljivi u slučaju kontrolisano sporih, blago promenljivih, *kvaziustaljenih* režima punjenja/pražnjenja prevodnica. U takvim uslovima, može se pretpostaviti da je nivo vode u komori uvek horizontalan. Kao što je već rečeno,

ovakav model se zasniva na sistemu od dve obične diferencijalne jednačine prvog reda po vremenu – dinamičke jednačine za glavne galerije i jednačine kontinuiteta za komoru, sa odgovarajućim početnim uslovima:

$$\begin{aligned} \frac{L}{g} \frac{dV(t)}{dt} &= H(t) - [\xi_s + \xi_z(t)] \frac{V(t)^2}{2g} \\ -\Omega \frac{dH(t)}{dt} &= 2A_g V(t) \\ V(0) &= 0; \quad H(0) = H_p. \end{aligned} \quad (1)$$

U sistemu jednačina (1) zavisno promenljive su:  $V(t)$  – brzina u galeriji,  $H(t)$  – denivelacija i  $\xi_z(t)$  – koeficijent lokalnog gubitka na zatvaraču. Oznaka  $\xi_s$  se odnosi na sumarni koeficijent svih linijskih i lokalnih gubitaka u galerijama, a oznaka  $H_p$ , na zadatu početnu denivelaciju (Slika 1).

U slučaju *punjenja* komore, sistem jednačina (1) se alternativno može formulisati preko dubine  $h(t)$ :

$$\begin{aligned} \frac{L}{g} \frac{dV(t)}{dt} &= H_o - h(t) - [\xi_s + \xi_z(t)] \frac{V(t)^2}{2g} \\ \Omega \frac{dh(t)}{dt} &= 2A_g V(t) \\ V(0) &= 0; \quad h(0) = H_{kp}, \end{aligned} \quad (2)$$

ili preko kote nivoa u komori  $Z(t)$ :

$$\begin{aligned} \frac{L}{g} \frac{dV(t)}{dt} &= Z_{GV} - Z(t) - [\xi_s + \xi_z(t)] \frac{V(t)^2}{2g} \\ \Omega \frac{dZ(t)}{dt} &= 2A_g V(t) \\ V(0) &= 0; \quad Z(0) = Z_{DV}. \end{aligned} \quad (3)$$

U slučaju *pražnjenja* komore, sistemi (2) i (3) imaju neznatno izmenjeni oblik, u skladu sa drugačijim početnim uslovima:

$$\begin{aligned} \frac{L}{g} \frac{dV(t)}{dt} &= h(t) - H_{kp} - [\xi_s + \xi_z(t)] \frac{V(t)^2}{2g} \\ -\Omega \frac{dh(t)}{dt} &= 2A_g V(t) \\ V(0) &= 0; \quad h(0) = H_o, \end{aligned} \quad (4)$$

<sup>1</sup> Da koeficijenti  $\xi_{g1}$  i  $\xi_{g2}$ , pored lokalnih, obuhvataju i linijske gubitke, pokazuje struktura Darsi Vajsbahovog (Darcy-Weisbach) obrasca za trenje u cevi [8, 17]:  $\lambda (L/D) V^2 / (2g)$ , gde se proizvod  $\lambda (L/D)$  može smatrati koeficijentom “ $\xi$ ”. Neizvesnosti u pogledu vrednosti navedenih koeficijenata predstavljaju na određen način “slabu tačku” uprošćenog računskog modela. Srećna okolnost je da, implementiran u kompjuterskom programu, ovaj model daje rezultate skoro

$$\begin{aligned} \frac{L}{g} \frac{dV(t)}{dt} &= Z(t) - Z_{DV} - [\xi_s + \xi_z(t)] \frac{V(t)^2}{2g} \\ -\Omega \frac{dZ(t)}{dt} &= 2A_g V(t) \\ V(0) &= 0; \quad Z(0) = Z_{GV}. \end{aligned} \quad (5)$$

Rešenje početnog problema definisanog sistemima (2) – (5) daje vremenski raspored veličina  $V(t)$ ,  $h(t)$ , odnosno  $Z(t)$ . Kako je dinamička jednačina nelinearna, za rešavanje sistema se moraju koristiti numerički postupci [3, 14].

### 3. KOEFICIJENT PROTOKA SISTEMA

Po definiciji je koeficijent protoka u sistemu:

$$C_Q(t) = \frac{1}{\sqrt{\xi_s + \xi_z(t)}}. \quad (6)$$

**Koeficijenti konstantnih gubitaka.** Sumarnim koeficijentom objedinjeno je niz gubitaka energije:

$$\xi_s = \xi_{ul} + \xi_{g1} + \xi_{g2} + \xi_{iz}, \quad (7)$$

gde je:  $\xi_{ul}$  – koeficijent lokalnog gubitka na ulazu (uključujući rešetku);  $\xi_{g1}$  – koeficijent linijskih i lokalnih gubitaka u galerijama *uzvodno* od zatvarača;  $\xi_{g2}$  – sumarni koeficijent linijskih i lokalnih gubitaka u galerijama *nizvodno* od zatvarača<sup>1</sup> i  $\xi_{iz}$  – koeficijent energetske gubitaka na otvorima duž galerija.

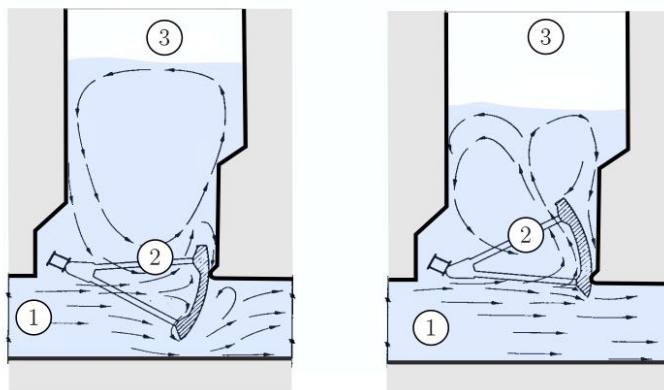
Za procenu vrednosti navedenih koeficijenata mogu se koristiti podaci laboratorijskih merenja [4, 12], ili merenja na prevodnicama u prirodi. U Tabeli 1 su, primera radi, date vrednosti pojedinih koeficijenata utvrđene za nekoliko prevodnica koje su u eksploataciji [21]. Podaci se odnose na prevodnice dimenzija 200/25/4,5 m, koje služe za savlađivanje denivelacija od 4,2 do 21,3 m. Sve prevodnice su opremljene simetričnim podeonim sistemima punjenja/pražnjenja, sa dužinom glavnih galerija 82÷120 m i površinom poprečnog preseka 12÷20 m<sup>2</sup>.

Tabela 1. Vrednosti koeficijenata gubitka energije [21].

$\xi_{ul}$	$\xi_{g1}$	$\xi_{g2}$	$\xi_{iz}$	$\xi_s$
0,20	0,05÷0,08	0,75÷1,18	0,55÷0,86	1,55÷2,32

trenutno, pa se brzo može sprovesti analiza osetljivosti rezultata na varijaciju vrednosti svakog od navedenih koeficijenata. Varijante “najpovoljnijih” i “najnepovoljnijih” kombinacija ispitanih vrednosti daju mogućnost inženjerske procene realno očekivane vrednosti sumarnog koeficijenta  $\xi_s$ .

**Koeficijent gubitka na zatvaraču.** Vrednost ovog koeficijenta ima značajan uticaj na dinamiku punjenja i pražnjenja brodskih prevodnica. To je naročito izraženo kod prevodnica za savlađivanje velikih denivelacija, gde se, zbog lakšeg podizanja, najčešće koriste segmentni zatvarači, smešteni u šahtovima velikih dimenzija (Slika 2).



Slika 2. Složeno vrtložno strujanje u zoni “obrnutog” segmentnog zatvarača i u zatvaračkom šahtu; 1 – glavna podužna galerija; 2 – segmentni zatvarač; 3 – zatvarački šaht (prema [20, 21]).

U opštem slučaju, koeficijent lokalnog gubitka energije na zatvaraču:

$$\xi_z(t) = \frac{\Delta E_z(t)}{\frac{V^2(t)}{2g}} \quad (8)$$

predstavlja trenutni odnos lokalne promene energije po jedinici težine  $\Delta E_z$  i brzinske visine (kinetičke energije po jedinici težine)  $V/(2g)$ . Merodavna je brzina toka u punom profilu galerije, koji je dovoljno udaljen od zatvarača i u kome su neporemećeni uslovi strujanja. Vrednosti  $\xi_z$  se utvrđuju eksperimentalno za pojedine tipove zatvarača, u zavisnosti od stepena njegove otvorenosti  $n_o$ . Za obrnute segmentne zatvarače važi empirijski izraz [21]:

$$\xi_z(n_o) = \begin{cases} 0,04 \times \frac{10^{1,56}}{n_o^2} & \text{za } 0,0 < n_o < 0,2 \\ 10^{2,2-3,2n_o} & \text{za } 0,2 \leq n_o \leq 1,0 \end{cases} \quad (9)$$

Ako se definiše zakon otvaranja zatvarača  $n_o(t)$  (linearan, nelinearan, prekidan) funkcija (9) se može lako transformisati u funkciju  $\xi_z(t)$ .

#### 4. RAČUNSKI MODEL

Za rešavanje sistema (1)-(5) može se primeniti više numeričkih postupaka. Ovdje se razmatra punjenje prevodnice, pa se sistem (3) rešava metodom konačnih razlika, pomoću *prediktor-korektor* algoritma [21].

Radi se o rešavanju u dve etape; u prvoj – prediktor etapi, koriste se razlike unazad za dobijanje prognoziranih vrednosti nepoznatih  $V(t)$  i  $Z(t)$ , a u drugoj – korektor etapi, ove vrednosti se koriguju aproksimacijom inercijalnog člana centralnim razlikama.

**Prediktor: razlike unazad.** Diskretizacijom jednačine kontinuiteta u sistemu (3) pomoću razlika unazad, može se dobiti prognozirana vrednost kote nivoa u komori:

$$Z_k = Z_{k-1} + \frac{2 A_g}{\Omega} \Delta t \left( \frac{V_{k-1} + V_k}{2} \right), \quad (10)$$

pri čemu je „ $k$ ” oznaka vremenskog nivoa.

Ako se kota nivoa  $Z$  u dinamičkoj jednačini sistema (3) zameni jednačinom (10), a izvod po vremenu diskretizuje razlikom unazad, dobija se najpre:

$$\frac{L}{g} \frac{V_k - V_{k-1}}{\Delta t} = Z_{GV} - Z_{k-1} - \frac{2 A_g}{\Omega} \Delta t \left( \frac{V_{k-1} + V_k}{2} \right) - [\xi_s + (\xi_z)_k] \frac{V_k^2}{2g}, \quad (11)$$

a zatim, nakon sređivanja, kvadratna jednačina po nepoznatoj brzini:

$$A V_k^2 + B V_k + C = 0 \quad (12)$$

sa koeficijentima:

$$\begin{aligned} A &= [\xi_s + (\xi_z)_k] / (2g) \\ B &= C_1 + C_2 \\ C &= (C_1 - C_2) V_{k-1} - Z_{GV} + Z_{k-1} \\ C_1 &= (2A_g / \Omega) (\Delta t / 2) \\ C_2 &= L / (g \Delta t). \end{aligned} \quad (13)$$

Rešenje kvadratne jednačine (12) može se napisati u obliku [14]:

$$V_k = \max\{V_k^{(1)}, V_k^{(2)}\}; \quad V_k^{(1)} = \frac{r}{A}; \quad V_k^{(2)} = \frac{C}{r}; \quad (14)$$

$$r = -\frac{1}{2} \left[ B + \operatorname{sgn}(B) \sqrt{B^2 - 4 A C} \right]. \quad (15)$$

Na isti način se račun ponavlja za vremenski interval između tačaka  $k$  i  $k + 1$ . Primenujući ponovo razlike unazad, dobija se izraz za  $Z_{k+1}$  koji je analogan izrazu (10). Kada se uvrsti u dinamičku jednačinu, dobija se:

$$\frac{L}{g} \frac{V_{k+1} - V_k}{\Delta t} = Z_{GV} - Z_k - \frac{2 A_g}{\Omega} \Delta t \left( \frac{V_{k+1} + V_k}{2} \right) - [\xi_s + (\xi_z)_{k+1}] \frac{V_{k+1}^2}{2g}. \quad (16)$$

Njenim sređivanjem dolazi se do kvadratne jednačine po  $V_{k+1}$ , sa koeficijentima  $A, B, C$  koji su isti kao u prethodnom slučaju (13), s tom razlikom što se koristi odgovarajuća vrednost lokalnog koeficijenta gubitka energije na zatvaraču,  $(\xi_z)_{k+1}$ . Sračunata vrednost brzine  $V_{k+1}$  neophodna je za etapu korektor.

**Korektor: centralne razlike.** Diskretizovana dinamička jednačina u kojoj je izvod po vremenu zamenjen centralnom razlikom, ima oblik:

$$\frac{L}{g} \frac{V_{k+1} - V_{k-1}}{2\Delta t} = Z_{GV} - Z_{k-1} - \frac{2 A_g}{\Omega} \Delta t \left( \frac{V_{k-1} + V_k}{2} \right) - [\xi_s + (\xi_z)_k] \frac{V_k^2}{2g}. \quad (17)$$

Poboljšana vrednost  $V_k$  dobija se rešavanjem ove jednačine, dovedene na oblik (12), pri čemu su koeficijenti  $A, C_1, C_2$  definisani izrazima (13), dok su preostali koeficijenti:

$$\begin{aligned} B &= C_1; \\ C &= \frac{1}{2} C_2 V_{k+1} + (C_1 - \frac{1}{2} C_2) V_{k-1} - Z_{GV} + Z_{k-1}. \end{aligned} \quad (18)$$

Poboljšana vrednost kote  $Z_k$  se dobija pomoću izraza (10), a zatim se računaju denivelacija  $H_k = Z_{GV} - Z_k$  i protok, pomoću izraza za potopljeno isticanje:  $Q_k = C_{Qk} 2A_g \sqrt{2g H_k}$ . (Za pražnjenje komore, navedeni izrazi se prilagođavaju početnim uslovima iz sistema jednačina (4) i (5)).

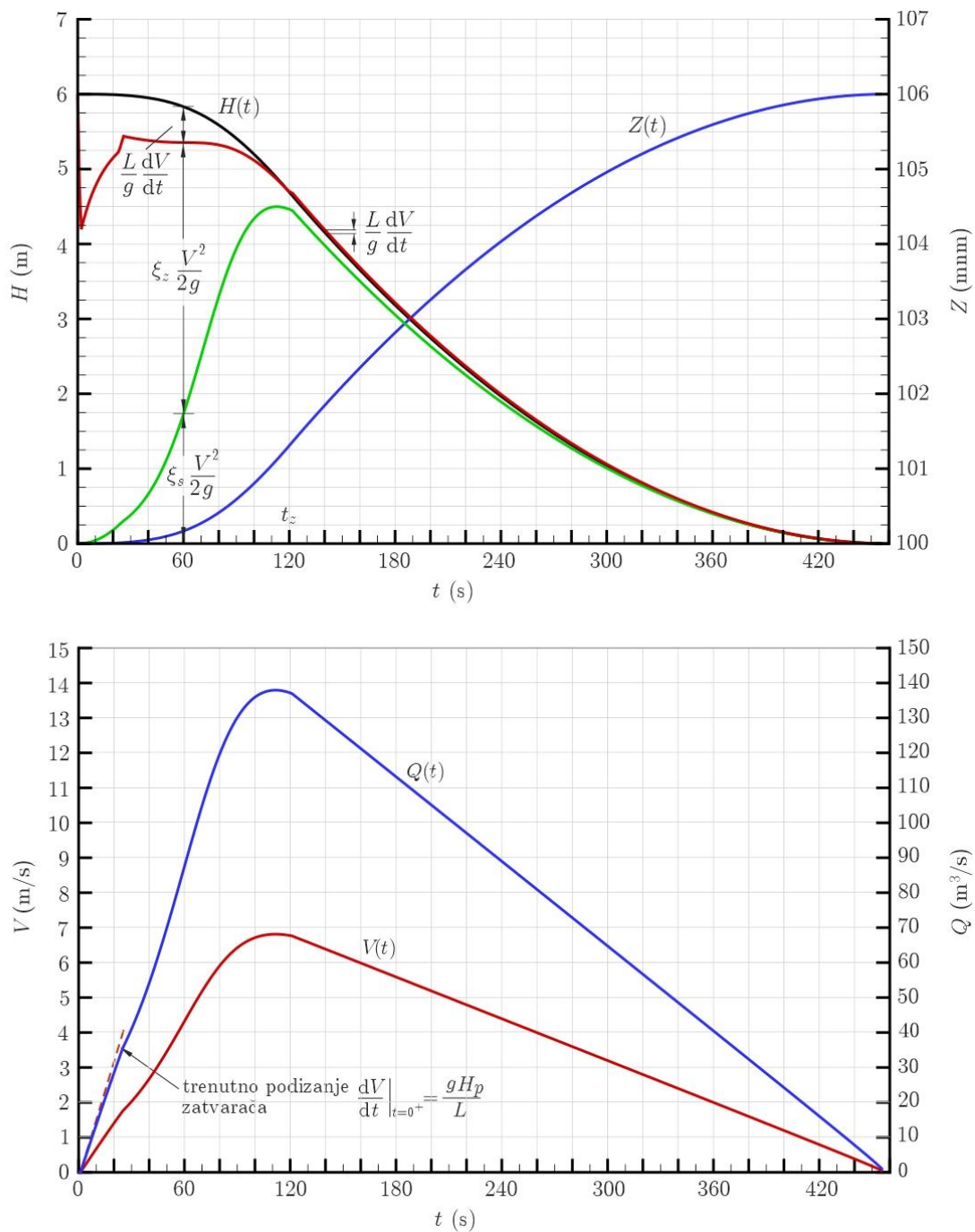
Za startovanje proračuna neophodni su početni uslovi: zadate vrednosti nivoa u prilaznim kanalima i u komori prevodnice, dok su protok i brzina u galerijama jednaki nula. Proračun se obustavlja kada kota nivoa u komori dostigne kotu u prilaznom kanalu, a denivelacija postane približno jednaka nuli (sa zadatim proizvoljno malim odstupanjem).

Numerička stabilnost opisanog numeričkog postupka se ovde neće razmatrati. Dosadašnje iskustvo pokazuje da je proračun stabilan za sve vremenske korake manje od 10 s. Dalja provera modela i njegova kalibracija tek predstoje.

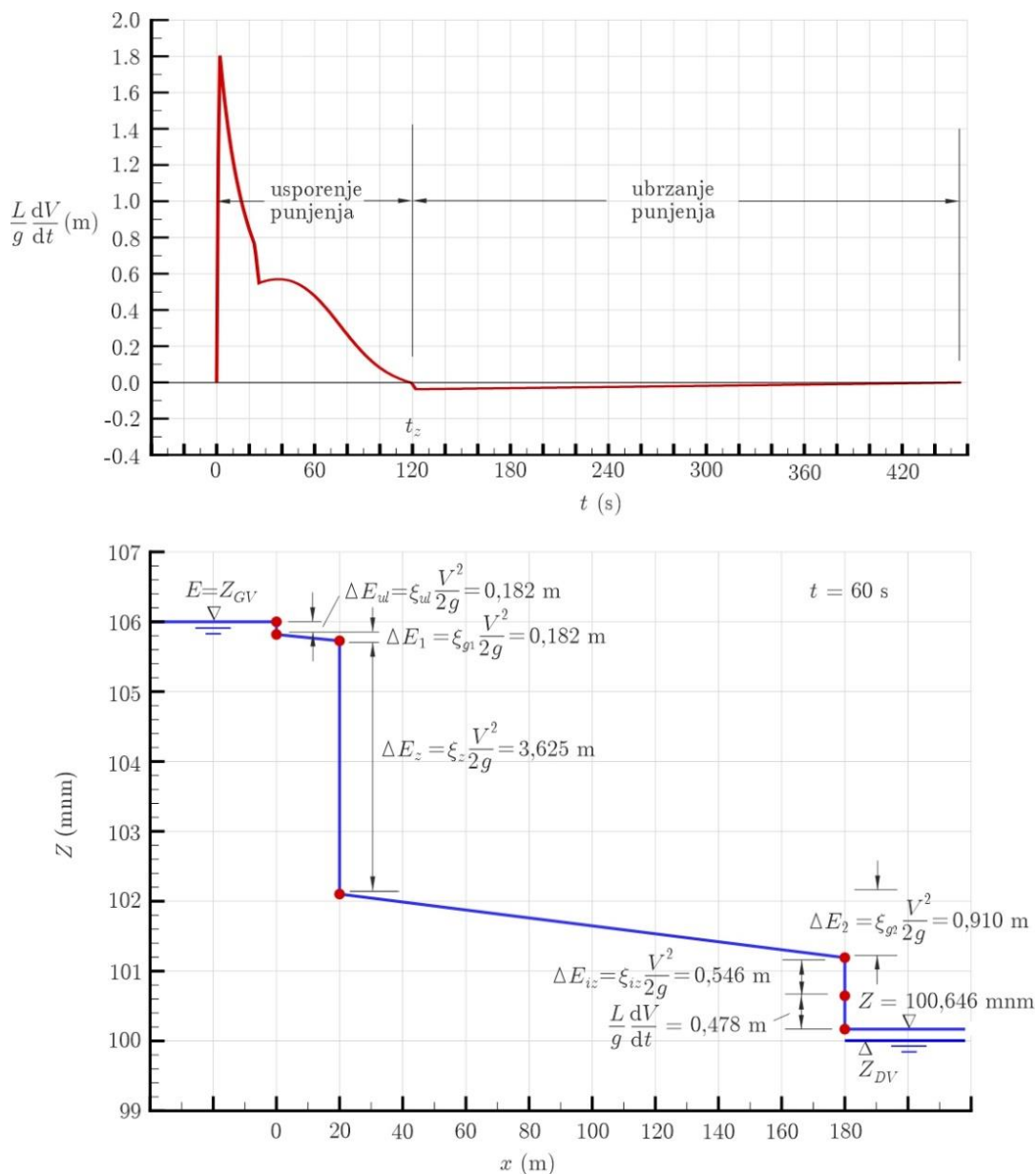
## 5. REZULTATI PRORAČUNA I NJIHOVA ANALIZA

**Primer 1.** Razmatra se punjenje brodske prevodnice dimenzija  $L_{kp}/B_{kp}/H_{kp} = 200/25/4$  m, sa kotama gornje i donje vode 106,00, odnosno 100,00 mm ( $H_p = 6$  m). Sistem punjenja je simetrični prosti podeoni, sa dve identične glavne galerije, kvadratnog poprečnog preseka  $3,18 \times 3,18$  m ( $2A_g \approx 20,25$  m<sup>2</sup>), dužine  $L = 180$  m. Vrednosti stalnih koeficijenata gubitka energije su:  $\xi_{ul} = 0,2$ ;  $\xi_{g1} = 0,1$ ;  $\xi_{g2} = 1,0$ ;  $\xi_{iz} = 0,6$  ( $\xi_s = 1,9$ ). Zatvarač je obrnuti segmentni, a zakon podizanja je linearan sa trajanjem:  $t_z = 120$  s. Odrediti trajanje punjenja komore, hidrogram i nivograme i raspored energetske gubitaka u izabranom trenutku. Analizirati dobijene rezultate.

**Rešenje.** Proračun je obavljen pomoću originalnog kompjuterskog programa, sa vremenskim korakom:  $\Delta t = 1 \div 10$  s. Dobijeni rezultati za sve vrednosti  $\Delta t$  su stabilni i malo se razlikuju. Na Slikama 3 i 4 prikazani su rezultati proračuna sa korakom  $\Delta t = 1$  s.



Slika 3. Rezultati proračuna u Primeru 1: osnovne funkcije hidrauličkog režima punjenja komore.



Slika 4. Rezultati proračuna u Primeru 1; gore: veličina inercijalnog člana i njegov uticaj na proces punjenja komore; dole: energetske gubitke u trenutku  $t = 60$  s.

Prikazani dijagrami ukazuju na nekoliko bitnih karakteristika hidrauličkog režima punjenja razmatrane prevodnice. Trajanje punjenja iznosi 456 s (7,6 min). Najveći protok ( $138 \text{ m}^3/\text{s}$ ) i najveća brzina u galerijama ( $6,7 \text{ m/s}$ ) javljaju se kratkotrajno, u periodu dostizanja potpuno otvorenog zatvarača (oko 120 s od početka punjenja). (Ukoliko se želi smanjenje najvećih protoka i brzina potrebno je produžiti trajanje podizanja zatvarača, ali će to produžiti vreme punjenja komore.)

Inercija pokrenutog vodenog stuba u galerijama je najviše izražena u početnoj fazi podizanja zatvarača, kada znatno *usporava* punjenje komore (Slika 4). U trenutku potpunog otvaranja zatvarača, inercija menja znak i počinje da *ubrza* punjenje, pri čemu je to ubrzanje relativno malo. Nadalje, u periodu potpuno otvorenog zatvarača uticaj inercije vidno slabi, da bi pri kraju punjenja komore potpuno nestao (Slike 3 i 4).

Raspored energetske gubitaka u trenutku  $t = 60$  s, koji je prikazan na Slici 4, pokazuje da sumarni energetski gubitak iznosi:  $\sum \Delta E = 5,35$  m. U istom trenutku, vrednost inercijalnog člana je:  $(L/g) dV/dt = 0,48$  m, a vrednost denivelacije:  $H = 5,83$  m. Bilans iskazan dinamičkom jednačinom sistema (3) je zadovoljen:  $5,83 = 5,35 + 0,48$  m.

**Analiza rezultata.** Proces punjenja prevodnice može se hronološki podeliti u tri faze. Prvu fazu predstavlja početni period u kome dominiraju uticaji zatvarača i inercije vodene mase u galerijama. Ovo je sa hidrauličkog stanovišta kritična faza, jer se usled velike denivelacije, javljaju maksimalna ubrzanja u sistemu. Usled izraženog uticaja inercije, u prirodi je prisutna neuravnoteženost protoka duž glavne distributivne galerije, što znači da se svi delovi komore ne pune ravnomerno. Zbog velikih brzina, u zoni zatvarača prisutna je opasnost od kavitacije.

U nastavku punjenja, intenzitet hidrauličkih promena je znatno manje izražen, tako da se može govoriti o periodu kvaziustaljenog punjenja komore. U ovoj (druvoj) fazi, protok i brzina u sistemu dostižu svoje najveće vrednosti, pa i u ovoj fazi postoji opasnost od kavitacije.

U trećoj, završnoj fazi punjenja, protok i brzina drastično opadaju, pa inercijalni uticaji slabe i na kraju nestaju. Međutim, pri velikim denivelacijama je uočeno da se u slučaju brzog otvaranja zatvarača i po završetku punjenja javljaju inercijom indukovane oscilacije nivoa, koje mogu izazvati čak i prelivanje zidova komore.

U nastavku se detaljnije razmatraju opisane faze punjenja komore uz pomoć rezultata proračuna iz Primera 1.

*Početni period punjenja.* U ovom periodu, kao što je rečeno, dominiraju uticaji inercije i zatvarača, tako da se dinamička jednačina sistema (1) svodi na:

$$\frac{L}{g} \frac{dV(t)}{dt} = H(t) - \xi_z(t) \frac{V^2(t)}{2g}. \quad (19)$$

Kod linearnog zakona podizanja zatvarača, koeficijent  $\xi_z(t)$  je približno jednak<sup>2</sup>:

$$\xi_z = \left(\frac{t_z}{t}\right)^2, \quad (20)$$

pa se punjenje prevodnice u početnim trenucima može opisati izrazom:

$$\frac{L}{g} \frac{dV(t)}{dt} = H_p - \left(\frac{t_z}{t}\right)^2 \frac{V^2(t)}{2g}. \quad (21)$$

Ova jednačina ima oblik Rikatijeve (Riccati) diferencijalne jednačine, ali iznalaženje njenog opšteg analitičkog rešenja može biti problematično, tako da će se ovde pribeći analizi zasnovanoj na izostavljanju pojedinih članova date jednačine.

Ako se pretpostavi trenutno podizanja zatvarača ( $t_z = 0$ ), ostaje samo uticaj inercije i dobija se gornja granica ubrzanja vodene mase u galerijama:

$$\left. \frac{dV}{dt} \right|_{t=0^+} = \frac{gH_p}{L}. \quad (22)$$

U slučaju trenutnog podizanja zatvarača iz Primera 1, ovako definisano početno ubrzanje iznosi  $0,33$  m/s<sup>2</sup> (nagib isprekidane linije na dijagramu brzine, Slika 3). Kako je u datom primeru usvojeno trajanje otvaranja zatvarača  $t_z = 120$  s, početno ubrzanje je znatno ispod gornje granice i iznosi  $0,07$  m/s<sup>2</sup>.

S druge strane, ako se u (21) zanemari inercijalni član, početna brzina i početno ubrzanje zavise isključivo od denivelacije i vremena podizanja zatvarača:

$$V(t) = \frac{\sqrt{2g H_p}}{t_z} t; \Rightarrow \left. \frac{dV}{dt} \right|_{t=0^+} = \frac{\sqrt{2g H_p}}{t_z}. \quad (23)$$

Ovako definisano početno ubrzanje nije relevantno za prevodnice sa dugačkim galerijama gde je prisutan uticaj inercije. Izraz (23) je od značaja kada se primenjuju tzv. "neinercijalni modeli", kao što je na primer onaj opisan u literaturi [5].

Dijagram na Slici 3 omogućava da se slikovito predstavi intenzitet pojedinih uticaja tokom punjenja komore. Može se videti da na početku punjenja komore dominiraju uticaji zatvarača i inercije. U prvih 20 s, vrednost  $(L/g) dV/dt$  (inercija) čini 10–30% denivelacije. Konkretno, u trenutku  $t = 60$  s, na inerciju otpada 8% denivelacije.

<sup>2</sup> Ako se zanemari kontrakcija mlaza, obrazac za koeficijent lokalnog gubitka energije kod tablastog zatvarača [18] ima oblik:  $\xi_z = [(1 - n_o)/n_o]^2$ . U početnom periodu je pri malom stepenu otvorenosti zatvarača  $1 - n_o \approx 1$ , pa je  $\xi_z = (1/n_o)^2$ , a kako je za linearni zakon  $n_o = t/t_z$ , sledi  $\xi_z = (t_z/t)^2$  (Q.E.D.)



U istom trenutku, vrednost  $\xi_z V^2/(2g)$  (lokalni gubitak energije na zatvaraču) čini 62%, a vrednost  $\xi_s V^2/(2g)$  (ostali gubici energije), oko 30% denivelacije.

Opisana prva faza procesa punjenja komore postepeno jenjava kako se vreme bliži trenutku potpunog otvaranja zatvarača ( $t = 120$  s). Tada uticaji inercije i zatvarača drastično opadaju, a prevladavaju stalni gubici energije predstavljeni veličinom  $\xi_s V^2/(2g)$  (Slika 3).

*Središnji period punjenja.* Ovu (drugu) fazu procesa karakterišu najveći protoci i brzine, kao i promena znaka inercijalnog člana, što ukazuje na to da inercija počinje da ubrzava punjenje komore. Međutim, kao što pokazuje dijagram na Slici 3, veličina inercijalnog člana je tako mala da se u ovom periodu punjenje komore može smatrati *neinercijalnim* procesom. U tom kontekstu, mogu se dati neka interesantna zapažanja.

Ako se izostave inercijalni član i član koji predstavlja uticaj zatvarača (koeficijent lokalnog gubitka na zatvaraču ima malu vrednost, jer je u ovom periodu zatvarač potpuno, ili skoro potpuno otvoren), dinamička jednačina sistema (1) se svodi na:

$$H = \xi_s \frac{V^2}{2g}. \quad (24)$$

Izvod po vremenu je:

$$\frac{dH}{dt} = -\frac{d}{dt} \left( \xi_s \frac{V^2}{2g} \right) = -\frac{\xi_s V}{g} \frac{dV}{dt}. \quad (25)$$

S druge strane, iz jednačine kontinuiteta sistema (1) sledi:

$$\frac{dH}{dt} = -\frac{2A_g V}{\Omega_k}. \quad (26)$$

Kombinujući izraze (25) i (26) i množeći sa dužinom galerija  $L$  dobija se:

$$\frac{L}{g} \frac{dV}{dt} = -\frac{2A_g L}{\xi_s \Omega_k}. \quad (27)$$

Ovaj izraz pokazuje da se u središnjem periodu punjenja može smatrati da inercijalni član ima *konstantnu* vrednost. Ta vrednost se može upotrebiti za izbor računskog modela. Naime, ako je apsolutna vrednost broja na desnoj strani izraza (27) značajna u odnosu na veličinu denivelacije, za rešavanje problema se mora koristiti inercijalni model. U protivnom, može se koristiti prostiji neinercijalni model [5].

Prema podacima iz Primera 1, u središnjem periodu punjenja je:  $(2A_g L)/(\xi_s \Omega_k) = 0,38$  m, dok je denivelacija  $H \approx 4,7$  m. Kako je  $0,38 \ll 4,7$ , u datom slučaju bi se za prognozu maksimalnog protoka mogao koristiti i neinercijalni model, pod uslovom da se zakon otvaranja zatvarača bitno ne menja.

Jednostavni izrazi koji se mogu pripisati drugoj fazi daju mogućnost da se prognozira trajanje punjenja komore. Imajući u vidu da je u ovom periodu  $C_Q \approx 1/\sqrt{\xi_s}$  i

$Q = C_Q 2A_g \sqrt{2g H/\xi_s}$ , iz jednačine kontinuiteta sledi:

$$\frac{dH}{dt} = -\frac{Q}{\Omega_k} = -\frac{2A_g}{\Omega_k} \sqrt{2g \frac{H}{\xi_s}}. \quad (28)$$

Odavde se dobija:  $dt = C dH/\sqrt{H}$ , gde je konstanta  $C = -(\Omega_k/2A_g) \sqrt{\xi_s/(2g)}$ . Integracijom:

$$\int_0^T dt = C \int_{H_p}^0 \frac{dH}{\sqrt{H}} \quad (29)$$

dolazi se do izraza za trajanje punjenja komore:

$$T = \frac{\Omega_k}{2A_g} \sqrt{\frac{2\xi_s H_p}{g}}. \quad (30)$$

Ako se u ovaj izraz uvrste podaci iz Primera 1, dolazi se do trajanja punjenja  $T = 380$  s. Ovo trajanje je kraće od onog koje daje numeričko rešenje, 456 s. Relativno odstupanje od 20% posledica je činjenice da je izraz (30) izveden za središnji, pretpostavljeno neinercijalni period punjenja komore, dok numerički model pokriva i periode kada inercija značajno utiče na tok u galerijama, najpre kroz njegovo početno usporenje (koje teži da produži trajanje punjenja komore), a zatim kroz ubrzanje toka (koje teži da ovo trajanje skрати). Zaključak je da se analitički izraz (30) može koristiti za predviđanje trajanja punjenja komore sa greškom od oko 20% (potcenjeno trajanje punjenja).

*Završni period punjenja.* U ovom (trećem) periodu inercijalni uticaji se mogu manifestovati u vidu oscilacija vodene mase izvesno vreme nakon prestanka punjenja komore. Ove oscilacije nivoa se mogu numerički reprodukovati pomoću nekog modela zasnovanog na punim jednačinama neustaljenog tečenja [1]. Računski model, prikazan u ovom radu to nije u stanju, jer ne obuhvata trenje u komori koje amortizuje oscilacije nivoa.

## 6. OGRANIČENJA RAČUNSKOG MODELA

Imajući u vidu osnovne jednačine (matematički model), način njihovog rešavanja (numerički model) i relativno laku softversku implementaciju, može se konstatovati da je prikazani računski model veoma pogodan za primenu u praksi. Ali, treba imati u vidu i njegova ograničenja. Ne može da reprodukuje niz hidrauličkih fenomena kao što su na primer: vodni udar koji nastaje naglim podizanjem zatvarača, vrtloženje i oscilovanje nivoa u zatvaračkom šahtu i komori itd. Kada se želi analiza ovih pojava, mora se potražiti neki složeniji računski model. Međutim, ako su od interesa su samo osnovni elementi režima punjenja/praznjenja komore (trajanje, vršni protok, brzina promene nivoa, najveća sila u užadima itd.), opisani uprošćeni model daje dovoljno pouzdane rezultate (razume se, u onoj meri u kojoj to omogućava tačnost ulaznih podataka).

Primena uprošćenog inercijalnog modela je ograničena na jednostavne geometrijske konfiguracije podeonih sistema: dve identične, prizmatične i simetrično postavljene podužne galerije, sa jednakim zahvatima, zatvaračima i ispusnim otvorima. To podrazumeva da su energetske gubitke u obe galerije jednaki. Manja odstupanja od potpune simetričnosti sistema, mogu se u proračunu prevazići osrednjavanjem ulaznih podataka.

Neizvesnosti u pogledu vrednosti koeficijenata energetskih gubitaka je takođe ozbiljno ograničenje opisanog modela, tim pre što je njegova kalibracija retko kad moguća. Povoljna je okolnost da raspored pojedinačnih vrednosti koeficijenata u sistemu nije odlučujući faktor, već je to njihova sumarna vrednost. Variranjem ove vrednosti može se brzo ispitati osetljivost rešenja i proceniti koje se hidrauličko računsko rešenje može smatrati verodostojnim za projekat brodske prevodnice.

### LITERATURA

- [1] Chaudhry, M. H., *Open-Channel Flow*, Prentice Hall, Inc., 1993.
- [2] Dehousse, N., *Les écluses de navigation*, Université de l'Etat à Liège, 1985.
- [3] Ferziger, H. H., *Numerical Methods for Engineering Applications*, John Wiley & Sons, 1981.
- [4] Idelchik, I.E., *Coefficients de pertes de charge singulières*, Dunod, 1979.
- [5] Jovanović, M., Đorđević, D., Rosić, N., *Praktikum iz predmeta Plovni putevi i pristaništa*, Građevinski fakultet Beograd, <https://www.grf.bg.ac.rs/~mjovanovic/pp/PP-VezbePraktikum.pdf>
- [6] Jovanović, M., *Uticaj inercije na hidraulički režim brodskih prevodnica*, Srpsko društvo za hidraulička inžinjeringa, Subotica, 2007.
- [7] Kabelac, O.W., *Navigation Locks: Filling and Emptying Systems for Locks*, discussion, *Journal of the Waterways and Harbors Division, ASCE*, Vol. 90, No. WW4, Nov. 1964.
- [8] Kapor, R., *Hidraulika*, Građevinski fakultet Beograd, 2015.
- [9] McNown, J.S., *Fluid Mechanics and Lock Design*, *Journal of the Waterways and Harbors Division, ASCE*, Vol. 93, No. WW3, Aug. 1967.
- [10] Mihailov, A.B. *Limitation of Hydraulic Regime and Time of Filling High-Head Ship Lock Chambers by Standard Navigation Regulations Requirements*, XVII. IAHR Congress, Baden-Baden, 1977.
- [11] Mihailov, A.B., *Sudohodnyešljuzi*, Moskva, 1955.
- [12] Miller, D.S. *Internal Flow Systems*, Vol. 5 in the *BHRA Fluid Engineering Series*, 1978.
- [13] Nelson, M.E., Johnson, H.J., *Navigation Locks: Filling and Emptying Systems for Locks*, *Journal of the Waterways and Harbors Division, ASCE*, Vol. 90, No. WW1, Feb. 1964.
- [14] Press, W.H., Flannery, B.P., Teukolsky, S.A., Vetterling, W.T., *Numerical Recipes*, Cambridge University Press, 1986.
- [15] *Prethodna studija opravdanosti sa Generalnim projektom za unapređenje uslova za prevođenje brodova u okviru brane na Tisi*, Energoprojekt-Hidroinžinjering i Građevinski fakultet Beograd, 2022.
- [16] Priset, E., Gagnon, A., *High Lift Lock: Some Hydraulic Problems and Solutions*, *Journal of the Waterways and Harbors Division, ASCE*, Vol. 90, No. WW4, Nov. 1964.
- [17] Prodanović, D., *Mehanika fluida za studente Građevinskog fakulteta*, Građevinski fakultet Beograd, 2013.
- [18] Savić, Lj., *Uvod u hidrotehničke građevine*, Građevinski fakultet - Beograd, 2003.

- [19] Streeter, V.L., Wylie, B.E., Fluid Mechanics, McGraw-Hill, 1975.
- [20] US Army Corps of Engineers, Hydraulic Design of Navigation Locks, EM 1110-2-1604, 1995.
- [21] US Army Corps of Engineers, Hydraulic Design of Lock Culvert Valves, EM-1110-2-1610, 1989.

## ANALYSIS OF THE HYDRAULIC REGIME OF SHIP LOCKS

by

Dr Miodrag B. JOVANOVIĆ  
mjovanov@grf.bg.ac.rs  
mjovanov@sbb.rs

### Summary

This paper presents a computational model that can be used to analyze the hydraulic regime of operation of ship locks. This model belongs to the category of simplified models because it implies a geometrically simple configuration with two identical, prismatic and symmetrically placed longitudinal galleries (culverts), with equal intakes, valves and discharge openings. This implies that the energy losses in both galleries are equal. Linear and local energy losses in the gallery are summed up with a single, constant coefficient, while the local loss at the lock culvert valve is defined using empirical

expressions for the given type of valve. Although this numerical model has its limitations, it provides the means for identifying the hydraulic effects of inertia and valve opening. An analysis of the relative magnitude of those effects during the lock chamber filling and emptying processes, as illustrated by one numerical example, can usefully serve as a set of guidelines for the ship lock design.

Key words: ship locks, numerical models, lock chamber filling, inertial effects

Redigovano