

Numerička simulacija radnih procesa u dijagonalnoj turbopumpi

Dr NEBOJŠA JOVIČIĆ, prof. dr MILUN
BABIĆ, mr GORDANA JOVIČIĆ,
dr DUŠAN GORDIĆ, Mašinski
fakultet, Univerzitet u Kragujevcu

Originalni naučni rad
UDC:621.525.001.573=861

U ovom radu prikazan je numerički algoritam za simulaciju trodimenzijskog strujanja realnog fluida kroz pokretnе i nepokretnе lopatične organe hidrauličnih turbomašina. Razvijeni programski paket primenjen je za numeričku analizu radnih procesa u dijagonalnoj turbopumpi. Na osnovu poređenja rezultata proračuna sa postojećim eksperimentalnim podatocima za optimalni režim rada turbopumpe, utvrđen je visok stepen pouzdanosti numeričkog algoritma u većem delu protočnog prostora. Takođe, izvršene su simulacije i detaljna analiza radnih režima pri nizim vrednostima zapreminskog protoka. Prikazana je i metodologija za formiranje radnih karakteristika turbopumpe (napor, snage i stepen korisnosti u funkciji protoka) na osnovu sprovedenog numeričkog eksperimenta. Izložena metodologija otvara mogućnost da sa daljim razvojem i unapređenjem matematičkog modela, numerički eksperiment obezbedi projektantima informacije do kojih se dolazi isključivo merenjima uz angažovanje skupe opreme.

Ključne reči: numerička simulacija, Reynolds-ove jednačine, turbopumpa, radne karakteristike, napor, stepen korisnosti

1. UVOD

U zadnjih 20 godina, mogu se evidentirati značajne promene u gotovo svim oblastima relevantnim za razvoj i proizvodnju hidrauličkih turbomašina. Na Evropskoj sceni, intenzivirana je saradnja mocih proizvodača turbomašina sa univerzitetima, kroz razvojne i dugoročne projekte čiji je osnovni cilj ostvarivanje profita. Podatak da se u Evropi, na godišnjem nivou, proizvodi 15 miliona cirkulacionih pumpi, od čega je 5 miliona nameđeno prvoj ugradnji [1], jasno ukazuje na opravdanost investicija u razvoju visokoučinskih, pouzdanih i jeftinih turbopumpi. Pored ostvarivanja maksimalnog iskorišćenja, pred projektante se postavlja zahtev da nove generacije lopatičnih organa budu pouzdanije i krajnje optimizovane sa stanovišta procesa izrade. Dakle, problem više nije u definisanju optimalne geometrije turbomašine sa stanovišta stepena korisnosti, već kako je pojednostaviti bez negativnih uticaja na ciljane radne karakteristike. U kontekstu izraženih trendova, prateća istraživanja u domenu primene dinamike fluida konvergiraju ka novim, modernijim, pouzdanijim i ekonomičnijim pristupima za rešavanje praktičnih problema [2].

Adresa autora: dr Nebojša Jovičić, docent, Mašinski fakultet, Sestre Janjić 6, Kragujevac

Rad primljen: 04. 02. 2005.

Najpouzdaniji način za testiranje i upoređivanje mogućih konceptualnih rešenja ogleda se u sprovođenju laboratorijskih istraživanja. Angažovanjem adekvatne i, najčešće, skupe merne opreme, može se doći do značajnih saznanja o karakteristikama strujnog polja relevantnih za konstruktoare i dizajnere turbopumpi. Predviđanje parametara strujnih tokova u realnim instalacijama, u širokom spektru eksplotacionih uslova, pretpostavlja dugotrajna i zamorna merenja. U kontekstu turbomašina, laboratorijska istraživanja predstavljaju složen i, ponekad, finansijski obeshrabrujući zadatak. Sa druge strane, u fazi projektovanja lopatičnih organa visokoučinskih turbomašina, kvalitet prototipa u eksplotacionim uslovima može da se proceni samo na jedan način, i to definišanjem performansi preko polja brzina i pritiska. Tako se zatvara krug u kome enigmu predstavljaju parametri strujnog toka. Problem postaje složeniji, kako je naglašeno, ako treba ispitati više ponuđenih rešenja ili korigovati geometriju postojećeg lopatičnog organa.

Snažan razvoj računarske tehnike obeležio je zadnju deceniju i uticao da se ekonomičnija rešenja problema dinamike fluida, vezana za izbor optimalne geometrije lopatičnih organa, traže u uslovima numeričkih simulacija ([3, 4]). Tome je doprinela i činjenica da su se, uporedo sa pojmom bržih i jeftinijih računara, razvile, ili oživele, nekada neekonomične numeričke metode i tehnike.

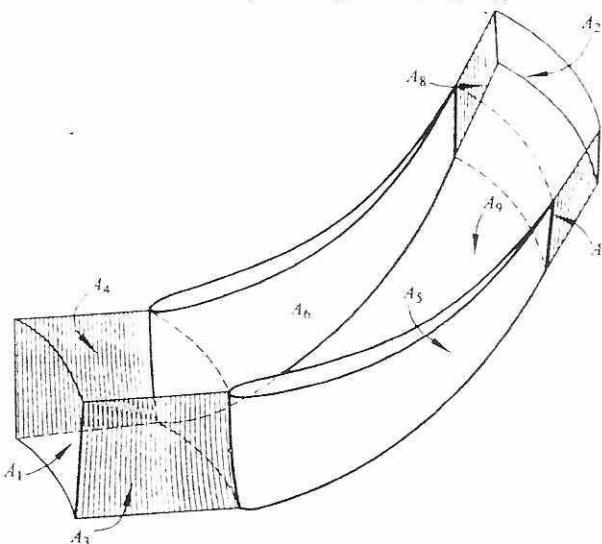
Takođe, stvoreni su uslovi da se matematički modeli kretanja fluida baziraju isključivo na osnovnim zakonima fizike: Zakonu održanja mase, Zakonu održanja količine kretanja i Zakonu održanja energije. Povoljni uslovi na tržištu računarske tehnike, kao i činjenica da se radno mesto savremenog projektanta ne može zamisliti bez moćnog kompjutera, inicirali su pojavu inženjerski orijentisanih programskih paketa renomiranih softverskih kompanija. U svetskim okvirima, numerički koncept analize i rešavanja realnih problema strujanja fluida postao je realnost, a istraživanje i razvoj sofisticiranih numeričkih alata inspirativan i unosan posao.

Imajući u vidu rezultate prethodnih razvojnih projekata sprovedenih na Katedri za energetiku i procesnu tehniku, Mašinskog fakulteta u Kragujevcu ([2, 5, 6]), i iskustava stečena u saradnji sa našim proizvodačima, realizacijom ove studije trebalo je, u skladu sa svetskim trendovima, stvoriti uslove za prebacivanje težišta istraživanja turbopumpi iz laboratorijskih u uslove numeričkih eksperimenata. Budući da su komercijalni softverski paketi kojima bi se mogla izvršiti simulacija strujanja realnog fluida u radnim kolima turbomašina, za naše uslove, cenom i ponekad kontrolišanom distribucijom nedostupni, došlo se na ideju da se postave osnove i krene u razvoj jednog takvog domaćeg proizvoda. S tim u vezi, u ovom radu, biće predstavljeni osnovni elementi razvijenog softverskog paketa, u kontekstu primenjenog matematičkog modela, verifikacije numeričkog algoritma i primene na problemu definisanja radnih karakteristika modelske turbopumpe, dijagonalnog tipa.

2. MATEMATIČKI MODEL I NUMERIČKI ALGORITAM

Matematički model razvijenog numeričkog algoritma baziran je na Reynolds-ovim jednačinama forumulisanim u relativnom koordinatnom sistemu koji rotira konstantnom ugaonom brzinom oko ose obrtanja [2]. Povezivanje polja brzine i pritiska u jednačini kontinuiteta ostvareno je konceptom veštacke kompresibilnosti. Zatvaranje sistema Reynolds - ovih jednačina izvršeno je primenom Boussinesq-ove aproksimacije i dvojednačinskog $k-\omega$ turbulentnog modela [7]. Konzervativna forma vremenski zavisne matematičke formulacije, transformisana je u generalizovani, krivolinijski koordinatni sistem i prostorno diskretizovana metodom konačnih zapremina. Viskozni fluksevi na granicama kontrolne zapremine aproksimirani su cen-

tralnim razlikama drugog reda tačnosti. Diskretizacija konvektivnih flukseva jednačina glavnog toka izvršena je na tri načina: centralnim šablonima, uz eksplicitno dodavanje anizoprone veštacke disipacije skalarnog i matričnog tipa, kao i uzvodnom šemom na bazi razdvajanja priraštaja fluksa [8]. U jednačinama turbulentnog modela numerički konvektivni fluksevi definisani su u skladu sa Roe-vom uzvodnom šemom drugog reda i monotonom ili TVD interpolacijom promjenjivih na granicama kontrolne zapremine. Vođenje iterativne procedure do postizanja ustaljenog rešenja, sprovedeno je primenom eksplicitne šeme Runge-Kutta četvrtog reda. Ubrzavanje procesa konvergencije rešenja ostvareno je lokalnim izborom vremenskog koraka, implicitnim poravnavanjem reziduala i multigrid tehnikom. U skladu sa teorijom karakteristika, omogućeno je zadavanje graničnih uslova na ulazu (A_1), izlazu (A_2), čvrstim zidovima (A_5, A_6, A_9) i u ravnima simetrije protočnog prostora (slika 1). Ispunjene uslove periodičnosti, karakterističnog za simulacije u medulopatičnim kanalima turbomašina, ostvaruju se dodavanjem pomoćnih radijalnih ravnih uzvodno (A_3, A_4) i nizvodno od lopatičnog kola (A_7, A_8).

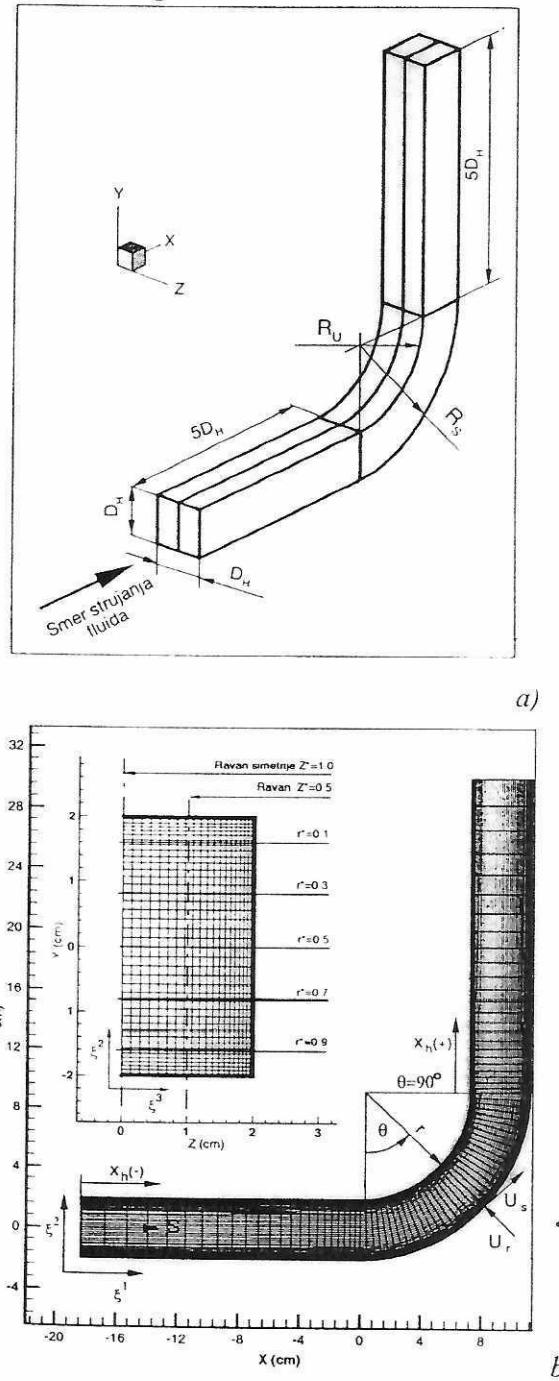


Slika 1 - Protočni prostor u medulopatičnom kanalu turbomašine

3. VERIFIKACIJA NUMERIČKOG ALGORITMA

S obzirom na matematičku formulaciju i mogućnost ugradnje graničnih uslova, razvijenim numeričkim algoritmom mogu se rešavati brojni problemi kretanja realnog fluida u praktičnim instalacijama. U cilju utvrđivanja stepena pouz-

danosti i efikasnosti programskog paketa, izvršeni su brojni testovi i simulacije strujanja u kanalima, po obliku i svojstvima strujnog polja, tipičnim za protočne prostore turbomašina i hidrodinamičkih prenosnika snage.



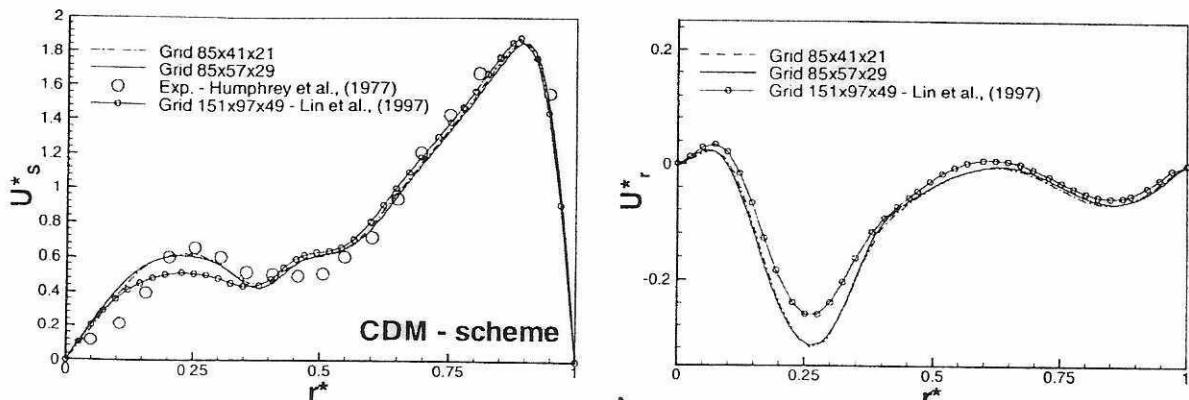
Slika 2 - Geometrija kanala sa krivom od 90° i generisana numerička mreža protočnog prostora za simulaciju laminarnog strujanja fluida

Da bi se eliminisao uticaj turbulentnog modela na procenu pouzdanosti numerike, razvijeni algo-

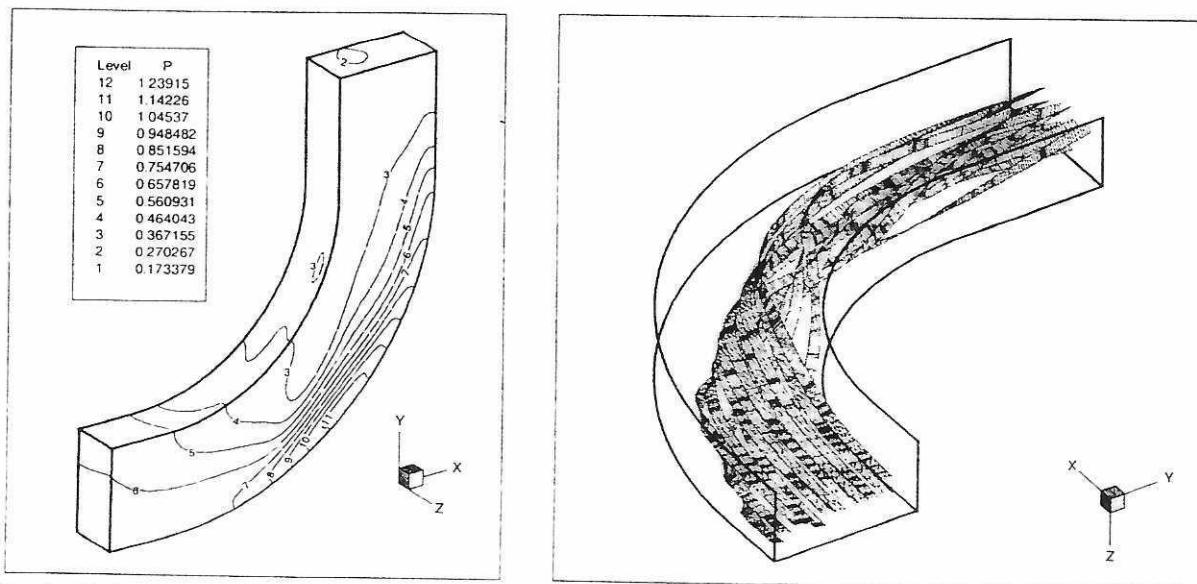
ritam je upotrebljen za simulaciju laminarnog toka kroz kanal kvadratnog poprečnog preseka sa krivinom od 90° [2]. Ovaj test primer je izabran jer su odgovarajući eksperimentalni podaci kvalitetno dokumentovani [9], a brojni istraživači su ih koristili za verifikaciju razvijenih numeričkih modela [10].

Na slici 2.a, prikazana je geometrija protočnog prostora kanala sa krivinom od 90° . Poprečni presek je kvadratnog oblika, dimenzija 40×40 mm, sa hidrauličnim prečnikom $D_h = 40$ mm. Spoljašnji i unutrašnji radijusi krivine su $R_s = 112$ mm i $R_u = 72$ mm, što odgovara srednjem radijusu $R_{sr} = 92$ mm. Merenja su vršena pri Reynolds-ovom broju od 790. Na slici 2.b, prikazana je i tipična numerička mreža sa detaljima vezanim za proračun. Usled postojanja simetrije protočnog prostora razmatrana je polovina domena, što je u saglasnosti sa eksperimentalnim istraživanjima i prethodnim numeričkim analizama. Z i r su preseci u kojima su vršena merenja, a X_h je podužna koordinata duž pravolinijskih deonica kanala. Znak u zagradi ukazuje na položaj preseka u odnosu na koordinatni početak. S je bezdimenzijska podužna koordinata, merena od ulaznog preseka kanala, pri čemu je u krivini merena duž srednjeg radijusa R_{sr} . Ugao θ definiše položaje protočnih preseka u krivini, a sa U_s i U_r obeležena je podužna i radikalna komponenta brzine, u transformisanom koordinatnom sistemu $(r-s)$, zarotiranom za ugao θ u odnosu na $(x-y)$ koordinate. Oznake ξ^1, ξ^2, ξ^3 predstavljaju koordinate generalizovanog sistema.

Na slici 3, prikazani su dobijeni profili bezdimenzijske podužne (U_s^*) i radikalne (U_r^*) komponente brzine, u ravni simetrije na izlazu iz krivine, i upoređeni sa eksperimentalnim podacima [9] i publikovanim numeričkim rezultatima [10]. Uvidom u prikazane slike, jasno se vidi da razvijeni softver pokazuje visoki stepen pouzdanosti, budući da se numerički rezultati dobro poklapaju sa eksperimentalnim podacima. U okviru ovog numeričkog eksperimenta korišćene su nabrane numeričke mreže sa 73.185 (85x41x21) i 140.505 (85x57x29) čvornih, odnosno proračunskih tačaka. Za diskretizaciju konvektivnih flukseva u jednačinama matematičkog modela korišćena je centralna šema uz eksplicitno dodavanje anizotropne veštačke dispacije matričnog tipa (CDM scheme, slika 3).



Slika 3 - Poređenje rezultata proračuna laminarnog toka fluida sa podacima iz literature



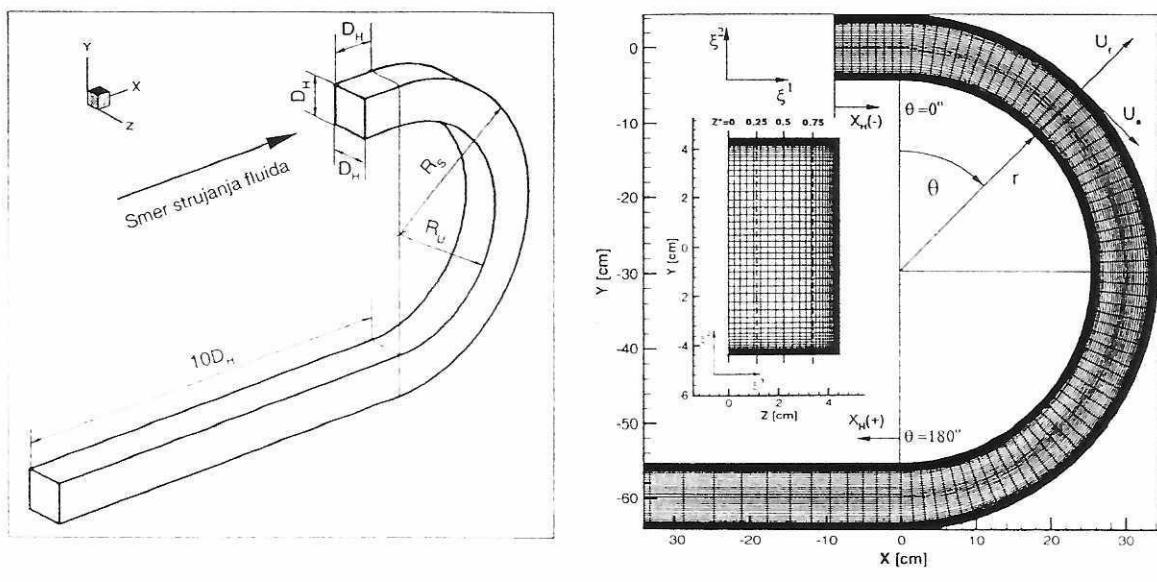
Slika 4 - Polje pritiska i strujne linije u kanalu sa krivinom od 90°

Koristeći pogodnosti numeričkog eksperimenta i alata za postprocesiranje rezultata proračuna, na slici 4., prikazana je raspodela bezdimenzijskog pritiska i izgled strujnih linija u razmatranom protočnom prostoru. Raspored strujnih linija jasno ukazuje na svu složenost toka viskoznog fluida u zakrivljenim protočnim prostorima. Geometrija protočnog prostora utiče na generiranje značajnog transverzalnog gradijenta pritiska i snažnog sekundarnog strujanja, što sve rezultuje kompleksnom trodimenzijskom strujnom slikom, tipično za međulopatične kanale turbomašina.

Iskustva stecena kroz brojne numeričke eksperimente na laminarnim tokovima predstavljala su dobru osnovu za optimizaciju koda i implementaciju jednačina turbulentnog modela. Verifikacija algoritma i provera prediktivnih svojstava $k-\omega$ modela [7] izvršena je kroz simulaciju turbulentnog

toka u kanalu kvadratnog poprečnog preseka sa krivinom od 180° . Eksperimentalni rezultati za ovaj test primer, publikovani su u radu Choi et al., (1990) i u elektronskoj formi smešteni su u ERCOFTAC bazu podataka [11]. Ovakav protočni prostor je karakterističan za hidrodinamičke prenosnike snage, i utiče na formiranje vrlo složene strujne slike što je, sa stanovišta numeričke analize, bio veliki izazov.

Geometrija protočnog prostora kanala sa krivinom od 180° prikazana je na slici 5a. Poprečni presek kanala je kvadratnog oblika, dimenzija $88.9 \times 88.9 \text{ mm}$, sa hidrauličnim prečnikom $D_H = 88.9 \text{ mm}$. Spoljašnji i unutrašnji radijusi krivine su $R_s = 343 \text{ mm}$ i $R_u = 254 \text{ mm}$, što odgovara srednjem radijusu $R_{sr} = 298.5 \text{ mm}$. Merenja su vršena u režimu turbulentnog strujanja fluida koji odgovara Reynolds-ovom broju od 56690.



Slika 5 - Geometrija kanala sa krivinom od 180° i generisana numerička mreža protočnog prostora za simulaciju turbulentnog strujanja fluida

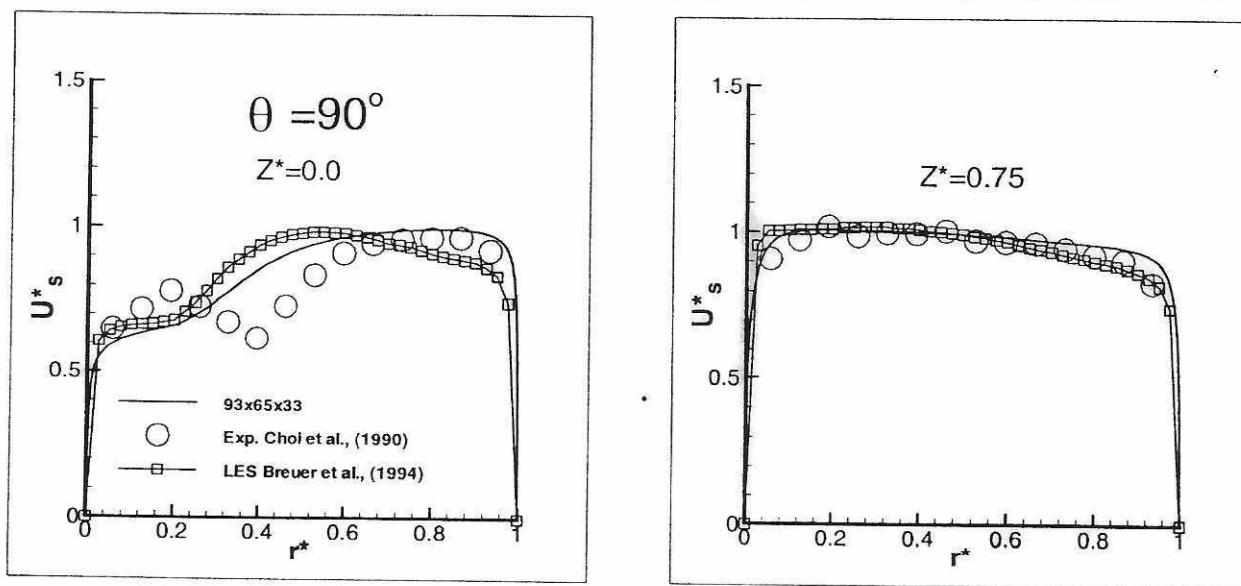
Usvojeni koordinatni sistem i korišćena numerička mreža, prikazani su na slici 5b. Usled postojanja simetrije protočnog prostora, u odnosu na ravan $z = 0$, razmatrana je polovina domena. Korišteći iskustva numeričkih eksperimenata sprovedenih na laminarnom toku, i činjenice da je uzvodni uticaj krivine na raspodelu parametara strujnog toka mali, ulazni presek kanala postavljen je na udaljenju od jednog hidrauličkog radijusa ispred krivine. Oznake na slici 5b, imaju isti smisao kao oznake na slici 2b. Kako je raspodela diskretnih tačaka u transverzalnim ravnima direktno uslovljena izborom turbulentnog modela, protočni prostor je diskretizovan vrlo gustom numeričkom mrežom sa ukupno 199.485 tačaka (93x65x33).

Proračun je sproveden korišćenjem multigrid metode za jednačine glavnog toka, sa poluukravnjavanjem, odnosno ukravnjavanjem samo u transverzalnim ravnima. Jednačine turbulentnog modela rešavane su na osnovnoj, najsitnijoj mreži. Jedan multigrid ciklus jednačina glavnog toka, sa fiksiranim vrednostima turbulentne viskoznosti na krupnijim mrežama, pratili su tri iteracije jednačina turbulentnog modela. Jako nabrana mreža u blizini čvrstih zidova uticala je da se vremenski korak za jednačine glavnog toka skalira sa $CFL = 3$, dok je za jednačine turbulentnog modela korišćena polovina ove vrednosti (CFL broj je Courant-Friedrich-Lewis kriterijum koji uzima u obzir stabilnost numeričke procedure).

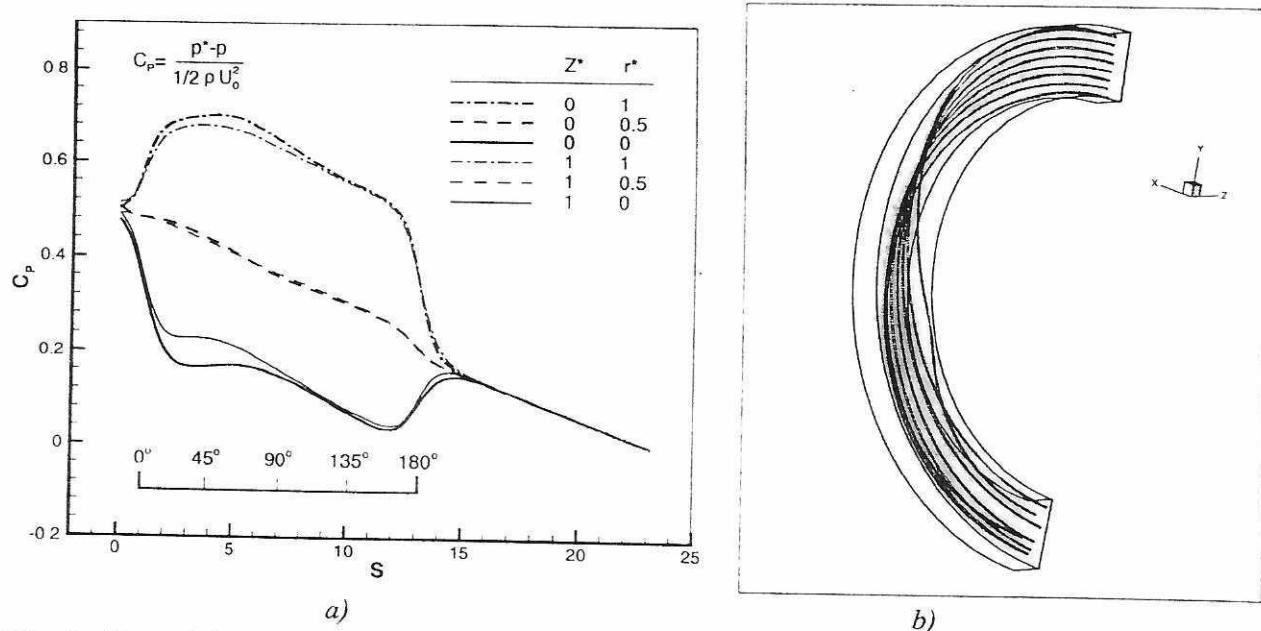
Na slici 6, prikazan je profil podužne brzine na lokaciji $\theta = 90^\circ$, u ravnini simetrije kanala ($Z^* = 0$) i u preseku $Z^* = 0.75$, dobijen razvijenim numeričkim algoritmom i upoređen sa eksperimentalnim podacima i prethodnim numeričkim istraživanjima. Numerički rezultati publikovani u radu Breuer et al., (1994) [12], sprovedeni su simulacijom krupnih vrtloga (LES), na znatno finijoj numeričkoj mreži (101^3). Uporedjivanjem rezultata dva numerička algoritma, može se zaključiti da visoki nivo aproksimacije turbulentnog toka, kakav je LES, nije dao bolje rezultate od dvojednačinskog turbulentnog modela koji je ugrađen u razvijeni softverski paket.

Raspodela koeficijenta pritiska C_p prikazana je na slici 7.a. Koeficijent pritiska u ravnini simetrije i na bočnom zidu pokazuje slične trendove. Duž spoljašnjeg zida pozitivni gradijent pritiska izražen je u delu kanala do $\theta = 45^\circ$, gde je i locirana maksimalna vrednost. Za razliku od laminarnog toka u krivini od 90° , minimalna vrednost pritiska na unutrašnjem zidu ne ostvaruje se u bliskoj transverzalnoj ravni, već u blizini izlaza iz krivine. Na osnovu eksperimentalnih podataka minimalni pritisak je izmeren na $\theta = 177^\circ$.

Vektorsko polje glavnog toka iskorišćeno je za vizuelizaciju putanja fluidnih delića pri prolasku kroz krivinu (slika 7.b). Inercija fluida utiče da su putanje pravilnije nego u slučaju laminarnog toka. Primetno je u zoni $\theta = 45^\circ$ preusmeravanje i premeštanje fluida iz oblasti spoljašnjeg u oblast unutrašnjeg zida pravcem bočnog zida.



Slika 6 - Poređenje rezultata proračuna turbulentnog toka fluida sa podacima iz literature

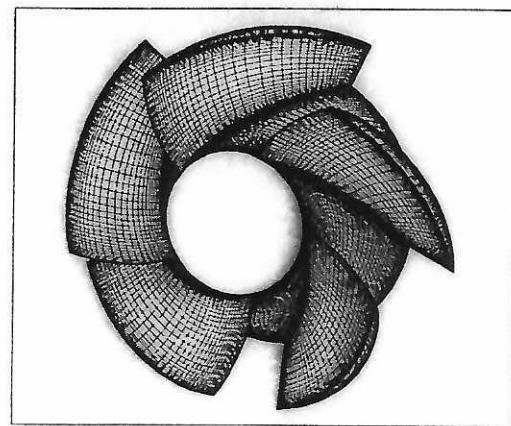
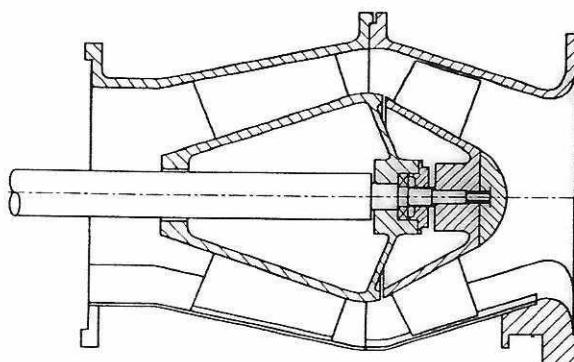


Slika 7 - Raspodela koeficijenta pritiska i izgled strujnih linija u kanalu sa krivinom od 180°

Numeričkom analizom laminarnog toka u kanalu sa krivinom od 90° i turbulentnog toka u kanalu sa krivinom od 180° stekla se predstava o mogućnostima razvijenog numeričkog algoritma. Upoređivanjem rezultata sa eksperimentalnim podacima, moglo se zaključiti da su u delu glavnog toka svi detalji strujnog polja korektno interpretirani [2].

4. SIMULACIJA RADNIH PROCESA U DIJAGONALNOJ TURBOPUMPI

U poglavlju 3., prikazani su rezultati numeričkog eksperimenta sprovedenog na laminarnim i turbulentnim tokovima u kanalima složene geometrije. Primena numeričkog algoritma, proširena je i na simulacije trodimenzionskog strujanja realnog nestišljivog fluida u radnim kolima turbomašina, što je izloženo u tekstu koji sledi.

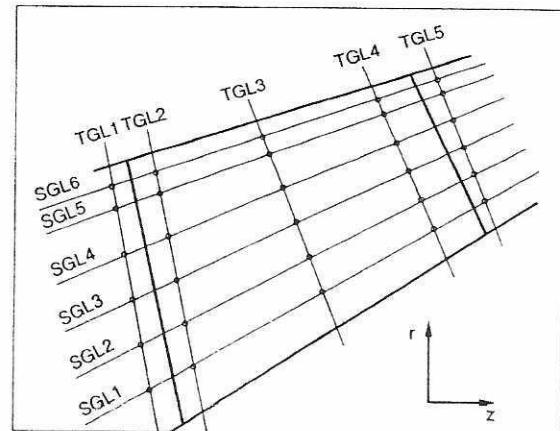


Slika 8 - Ispitivani model dijagonalne turbopumpe

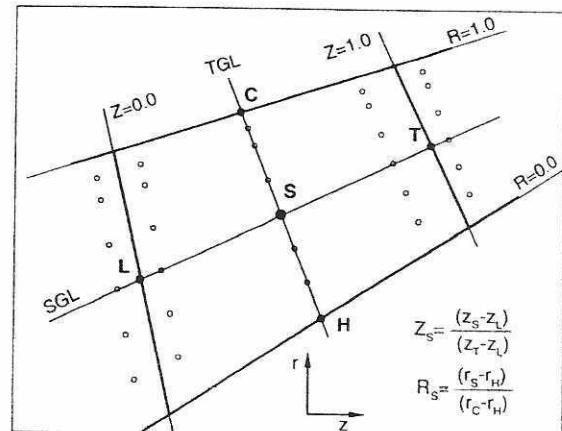
Da bi se što korektnije izvršila verifikacija razvijenog numeričkog algoritma u kontekstu pročina trodimenzijskog strujanja realnog fluida u lopatičnim kolima hidrauličkih turbomašina iskorisćeni su rezultati eksperimentalnih istraživanja sprovedenih u National Engineering Laboratory (NEL), Glasgow, UK ([13], [14]). Merenja su sprovedena korišćenjem LDA (Laser Doppler Anemometry) sistema na modelu dijagonalne turbopumpe, čiji je meridijanski presek prikazan na slici 8. Detaljan opis geometrije turbopumpe, instrumenata i mernih metoda upotrebljenih u eksperimentalnoj studiji izloženi su u izveštaju Carrey et al., (1985) [13]. Modelska turbopumpa ima pet lopatica a glavčina radnog kola i kućište mašine imaju oblik konusa sa poluuglovima 32.3° i 17.6° , respektivno. Iza radnog kola smešteno je zakolo sa devet lopatica. Turbopumpa je projektovana da radi sa vazduhom, zbog povoljnosti koje se ogledaju u korišćenju lakih materijala za izradu i smanjenje cene koštanja modela. Takođe, vazduh kao radni fluid obezbeđuje pouzdaniji optički prilaz radnom kolu. Turbopumpa nema pretkolo, tako da radni fluid prilazi radnom kolu u aksijalnom pravcu, odnosno bez obimske komponente apsolutne brzine. Projektovani model ima relativno velike dimenzije kako bi se uz lakši prilaz radnom kolu obezbedilo i preciznije merenje.

Eksperimentalna istraživanja su vršena pri broju obrtaja radnog kola od 1200 o/min i zapreminskom protoku od $\dot{V}_{opt} = 1.01 \text{ m}^3 / \text{s}$. Prema izveštaju Carrey et al., (1985) [14], navedeni parametri definišu režim u optimalnoj radnoj tački turbopumpe, pri čemu se ostvaruje maksimalni stepen korisnosti $\eta_{max} = 0.87$. Na osnovu srednjeg radijusa na izlaznoj ivici lopatice ($R_{Tsr} = 215 \text{ mm}$) i prenosne brzine na toj lokaciji ($U_{Tsr} = 27 \text{ m/s}$), kao referentnih veličina, definisana je i globalna karakteristika strujanja preko Reynolds-ov broja od $Re = 330000$.

Položaji mernih mesta definisani su presekom seta koaksijalnih (StreamwiseGridLine) i transverzalnih (TransverseGridLine) površi, što je prikazano u meridijanskoj ravni na slici 9a. U cilju jednostavnijeg prikazivanja rezultata merenja, uvedene su i bezdimenzijske koordinate R i Z , čiji je smisao predstavljen na slici 9b.



a)



b)

Slika 9 - Položaji mernih mesta u meridijanskoj ravni turbopumpe

Položaji koaksijalnih površi SGL1÷SGL6, u kontekstu bezdimenzijskih veličina sa slike 9.b., definisani su sa konstantnim vrednostima radijusa $R=0.167, 0.333, 0.500, 0.667, 0.833, 0.917$. Koordinate mernih mesta (z, r) i (Z, R) , date su u izveštaju [14]. U meridijanskoj ravni, tačka $S(Z_s, R_s)$ je presek površi SGL i TGL, i predstavlja projekciju obimske koordinate $r_s \theta$ duž koje se definiše lučno rastojanje između dve lopatice na konstantnom radiusu. Na svakoj lokaciji S_i ($i = \overline{1,5}; j = \overline{1,6}$), laserski snop je pomeran u obimskom pravcu kako bi se izvršila merenja duž koraka prostorne rešetke u jednom međulopatičnom kanalu. Raspodela merenih veličina u obimskom pravcu predstavljena je duž bezdimenzijske koordinate θ^* koja je, za $R=const.$, definisana izrazom:

$$\theta^* = \frac{\theta_i}{\theta} \quad (1)$$

U izrazu (1), sa θ_i obeležen je ugao koji laserski snop zatvara sa leđnom površinom lopatice, a θ je ugao između ledne i grudne strane lopatica koje formiraju jedan međulopatični kanal.

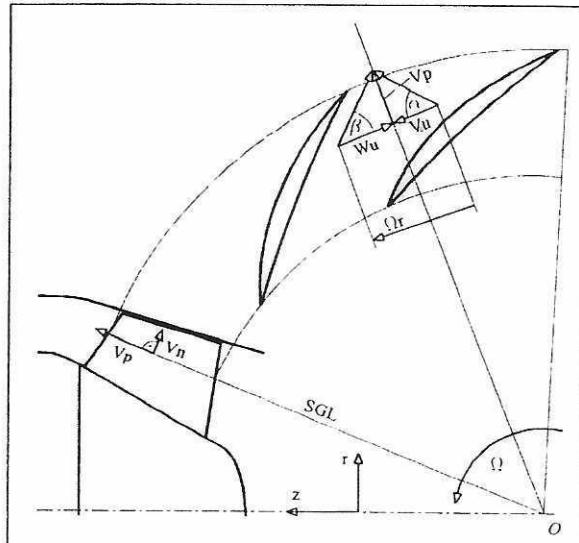
Na definisanim lokacijama vršena su merenja aksijalne, radikalne i obimske komponente apsolutne brzine [14]. Zbog složenosti protočnog prostora i uspostavljanja direktnе veze sa SGL i TGL površima, izvršene su dodatne geometrijske transformacije na merenim vrednostima. Na svakoj od mernih lokacija (slika 9.b.) prikazane su raspodele u obimskom pravcu (duž bezdimenzijske koordinate θ^*):

- komponente apsolutne brzine paralelne sa površi SGL (V_p),
- komponente apsolutne brzine upravne na površ SGL (V_n) i
- obimske komponente relativne brzine (W_u).

Obimska komponenta relativne brzine (W_u) preračunata je s obzirom na izmerenu obimsku komponentu apsolutne brzine i prenosnu brzinu na datoј lokaciji.

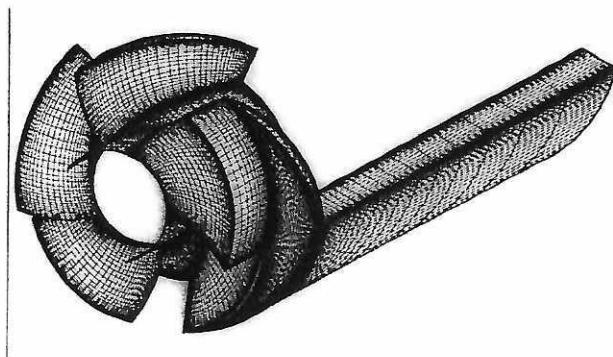
Konusne površi SGL postavljene su tako da se komponente V_p mogu smatrati približno meridijanskim komponentama brzine. Na slici 10, prikazana je jedna razvijena konusna površ sa trouglom brzina formiranim od merenih vrednosti. Uglovi α i β su uglovi apsolutne i relativne struje

fluida, a V_u je obimska komponenta apsolutne brzine.

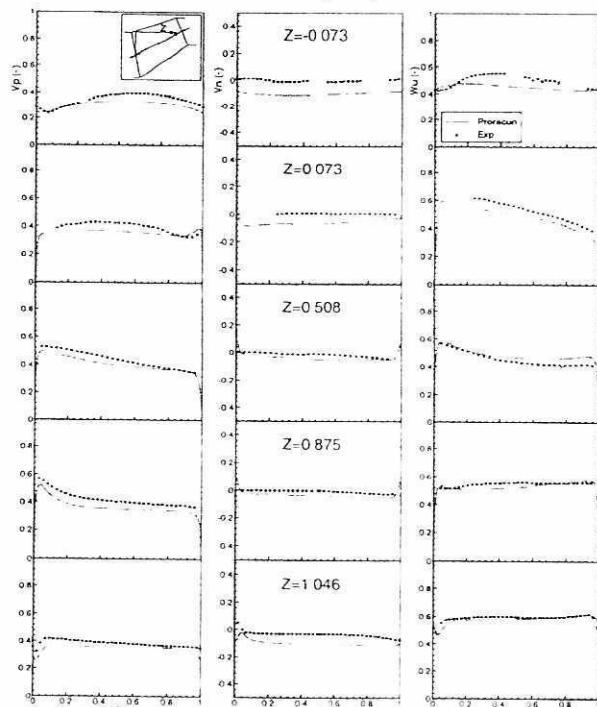


Slika 10 - Izgled razvijenog preseka konusne površi SGL i lopatica radnog kola turbopumpe

U cilju sprovođenja numeričke simulacije, protični prostor turbopumpe je diskretizovan sa 176.649 proračunskih tačaka (slika 11). Za generisanje numeričke mreže korišćen je razvijeni, originalni strukturalni multiblok mrežni generator algebarskog tipa. Kod je razvijen kroz korišćenje ACAD razvojnog sistema ADS. Prostor radnog kola diskretizovan je sa 46 tačaka duž pravca glavnog toka, 33 tačke duž pravca glavčina-kućište (spanwise) i 53 tačke u obimskom pravcu (46x33x53). Duž sva tri pravca tačke su nabirane na obe strane. Ulaz u razmatrani domen je aksijalno pomeren za 150 mm uzvodno od ulaza u radno kolo. Ova dužina odgovara meridijanskoj projekciji tetine profila u korenu lopatice, odnosno na glavčini. Ulazni blok je diskretizovan sa 21x33x53 tačaka, pri čemu je duž pravca glavnog toka izvršeno nabiranje prema ulazu u radno kolo (ulaznoj ivici lopatice). Izlazni presek protočnog prostora je aksijalno pomeren za 1000 mm od izlaza iz radnog kola. Izlazni blok sadrži 36x22x53 tačke a nabiranje duž pravca glavnog toka izvršeno je prema izlazu radnog kola (izlaznoj ivici lopatice). Spajanjem blokova u jednu celinu, kompletan domen je diskretizovan sa 101x33x53 odnosno 176.649 tačaka. U odnosu na prethodno prikazanu numeričku simulaciju turbulentnog toka u kanalu sa 180° , broj tačaka mreže je umanjen, što je bila posledica činjenice da implementacija uslova periodičnosti zahteva veštačko dodavanje još pet radialnih ravnih.



Slika 11 - Izgled diskretizovanog protočnog prostora modelske pumpe

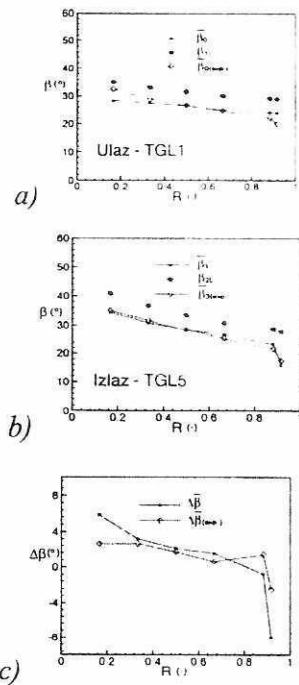


Slika 12 - Raspodela brzina na koaksijalnoj površi SGL3 ($R=0.500$)

Na slici 12, prikazane su tri grupe dijagrama raspodele brzina u obimskom pravcu (θ^*) na površi SGL3 i upoređene sa eksperimentalnim podacima. U skladu sa izveštajem [14], sa V_p obeležena je podužna komponenta apsolutne brzine paralelna sa površi SGL3 ($R=0.5$). Komponenta brzine V_n normalna je na površi SGL3, a W_u je obimska komponenta relativne brzine. Svaka grupa dijagrama sadrži po pet raspodela koje odgovaraju lokacijama mernih mesta ($Z = \text{const.}$) na konusnoj površi SGL3 (slika 9a). Bezdimenzijska koordinata $\theta^* = 0$ predstavlja leđnu, a $\theta^* = 1$ grudnu stranu lopatice.

Neposredno ispred radnog kola, na lokaciji $Z=0.073$ (slika 12), usled uzvodnog uticaja lopatičnog

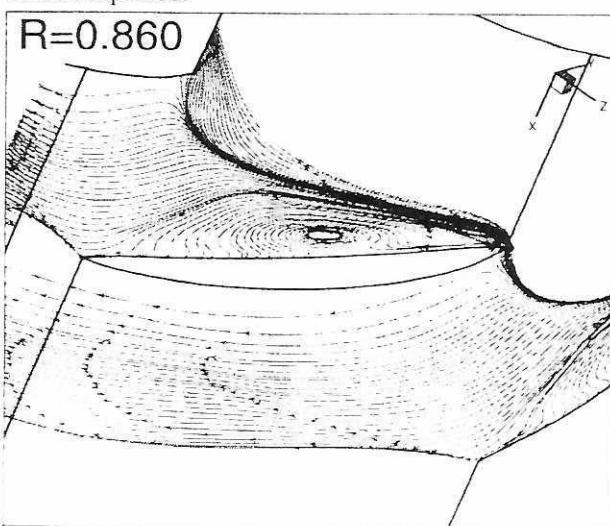
organu, evidentna je značajna promena komponenata V_p i W_u u obimskom pravcu. Izvestan stepen neslaganja geometrije kućišta i glavčine, u delu ispred radnog kola, sa diskretnom aproksimacijom, utiče na odstupanja numeričkih i merenih vrednosti. Međutim, trendovi sve tri komponente su korektno definisani. Minimalna vrednost podužne komponente V_p je u saglasnosti sa eksperimentom, mada je tzv. defekt (ugib) u profilu brzine od 25% od maksimalne vrednosti, nešto niži od merene vrednosti (35%). Promene u raspodeli komponenata V_p i W_u utiču i na variranje ugla relativne struje, što je prikazano na slici 13. Zanimljivo je da u poređenju sa eksperimentalnim podacima, prosečna vrednost izračunatog ugla β , na lokaciji $R=0.5$ je u visokom stepenu slaganja. Merene vrednosti komponente V_n bliske su nuli, što ukazuje da fluid radnom kolu prilazi po osnosimetričnoj površi SGL3. Numeričke vrednosti se karakterišu uniformnom raspodelom i, s obzirom na blago izmenjenu i pojednostavljenu geometriju uvodnika, relativno malom negativnom vrednošću.



Slika 13 - Prosečne vrednosti, a)uglova relativne struje na ulazu, b)uglova relativne struje na izlazu, c)skretanja struje radnog fluida.

Na osnovu postojećih eksperimentalnih podataka za optimalni režim rāda turbopumpe, utvrđen je visok stepen pouzdanosti numeričkog algoritma u većem delu protočnog prostora ([2], [4]). Izvesno odstupanje proračunskih rezultata od

merenih vrednosti evidentirano je u uskoj zoni u blizini kućišta gde kretanje radnog fluida kroz zazore ima dominantnu ulogu na formiranje strujne slike. Pored numeričke analize radnih procesa u optimalnom režimu rada turbopumpe izvršene su simulacije i detaljna analiza radnih režima pri nižim vrednostima zapreminskog protoka. Na slici 14, prikazane su projekcije prostornih strujnica relativnog polja brzina u režimu izvan optimalnog, u delu strujnog polja u blizini kućišta turbopumpe. U režimu niskog protoka (30 % od optimalnog), u ovoj zoni formirana je krajnje složena strujna slika sa lokacijama izraženog povratnog strujanja u uvodnik pumpe i odvajanjem fluida uz leđnu stranu lopatice.



Slika 14 - Prostorne strujnice pri režimu
 $\dot{V} = 30\% \dot{V}_{opt}$

5. DEFINISANJE RADNIH KARAKTERISTIKA TURBOPUMPE

U okviru numeričkog eksperimenta izvršene su simulacije režima rada turbopumpe u opsegu $\dot{V} = (0.3 \div 1.1) \cdot \dot{V}_{opt}$. Izračunate raspodele polja brzina, pritiska i komponenta tenzora napona upotrebljene su za preračunavanje globalnih performansi modelske turbopumpe, kao što su: napor, moment i snaga kola, hidraulička snaga i stepen korisnosti [2]. Zavisnosti performansi turbomašine od zapreminskog protoka, pri konstantnom broju obrtaja radnog kola, definišu radne karakteristike, i one se prikazuju u dimenzijskom, ili bezdimenzijskom obliku. Rezultati numeričkih simulacija iskorišćeni su za formiranje bezdimenzijskih radnih karakteristika turbopumpe, budući da su, u poređenju sa dimenzijskim, univerzalnije i lakše primenjive.

Bezdimenzijske veličine momenta i snage kola kao i hidrauličke snage formirane su prema izrazima:

$$M_K^* = \frac{M_K}{\rho U_0^2 L_0^3},$$

$$P_K^* = \frac{P_K}{\rho U_0^3 L_0^2}, \quad (2)$$

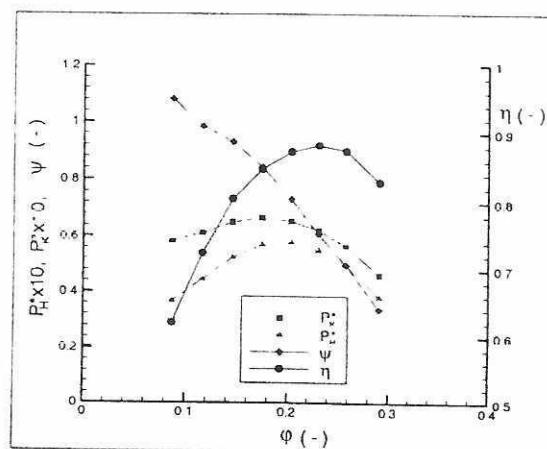
$$P_H^* = \frac{P_H}{\rho U_0^3 L_0^2},$$

gde je referentna dužina L_0 jednaka srednjem prečniku na izlaznoj ivici lopatice radnog kola ($L_0 = D_{Tsr}$), a referentna brzina U_0 odgovara prenosnoj brzini na radijusu $R_{Tsr} = D_{Tsr} / 2$. Bezdimenzijska vrednost napora definisana je značicom napora turbopumpe:

$$\Psi = \frac{2Y}{U_0^2} \quad (3)$$

pri čemu je napor $Y = \frac{P_H}{\rho \dot{V}}$. Koristeći rezultate

numeričkog eksperimenta i metodologiju delom prikazanu u ovom radu i u radu Jovičić (2000), [2], formirane su zavisnosti bezdimenzijskih snaga, značice napora i unutrašnjeg stepena korisnosti u funkciji značice protoka turbopumpe (ϕ), što je dijagramski prikazano na slici 15.



Slika 15 - Bezdimenzijske radne karakteristike modelske turbopumpe

Kako je bezdimenzijska vrednost ugaone brzine jednaka jedinici, kriva bezdimenzijskog momenta se poklapa sa krivom bezdimenzijske snage kola.

ZAKLJUČAK

U ovom radu prikazane su neke od mogućnosti razvijenog numeričkog algoritma za simulaciju trodimenzijskog strujanja realnog fluida kroz pokretne i nepokretne lopatične organe hidrauličkih turbomašina. Razvijeni softverski paket kao i metodologija za formiranje radnih karakteristika turbomašina otvara mogućnosti da, sa daljim razvojem i unapređenjem matematičkog modela, numerički eksperiment obezbedi projektantima informacije do kojih se dolazi merenjima uz angažovanje skupe merne tehnike. Koristeći teoriju sličnosti i formirane bezdimenzijske karakteristike mogu se, na relativno jednostavan način, preračunati performanse turbomašine u širokom spektru radnih režima i predvideti njeno ponašanje u svim eksploatacionim uslovima.

LITERATURA

- [1] Hergt P.H., Pump research and development: Past, present and future, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 121, p.248, 1999
- [2] Jovićić, N., Numeričko modeliranje turbulentnog strujanja fluida u hidrauličkim turbomašinama, Doktorska disertacija, Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski fakultet, Kragujevac, 2000
- [3] Soulis, J. V., Jovićić, N., Milovanović, D., Babić, M., Despotović, M., Numerical Modeling of Incompressible Turbulent Flow in Turbomachinery, *Computational Fluid Dynamics*, Vol 11, pp. 259-265, John Wiley & Sons, 1998
- [4] Jovićić N., Despotović M., Babić M., Milovanović D., Numerical Simulation of Turbomachinery Fluid Flow, 6th International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology", TMT 2002, Neum, B&H, 2002
- [5] Milovanović, D., Teorijska i modelska istraživanja strujanja u radnim kolima hidrauličnih turbomašina, Doktorska disertacija, Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski fakultet, 1994
- [6] Despotović, M., Istraživanje gasodinamičkih karakteristika kompresorskih rešetki, Doktorska disertacija, Univerzitet u Kragujevcu, Mašinski fakultet, 2002
- [7] Wilcox D., Simulation of transition with a two-equation turbulence model, *AIAA Journal*, Vol.32, No.2, p.247, 1994
- [8] Jovićić N., Jovićić G., Babić M., Milovanović D., Computational Efficiency of Artificial Dissipation Models for Three-Dimensional Incompressible Flow Solutions, *Proceedings of XXIII Yugoslav Congress of Theoretical and Applied Mechanics*, pp.167-170, Beograd, 2001
- [9] Humphrey J.A.C., Taylor A.M.K., Whitelaw J.H., Laminar flow in square duct of strong curvature, *Journal of Fluid Mechanic*, Vol. 83, part 3, p. 509, 1977
- [10] Lin F. B., Sotiropoulos F., Assessments of artificial dissipation models for three-dimensional incompressible flow solutions, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.119, p.331, 1997
- [11] Choi Y. D., Moon C., Yang S. H., Measurement of turbulent flow characteristics of square duct with 180° degree bend by hot wire anemometer, *ERCOFTAC Classic Collection*, Test 06, Fluindigo, University of Surrey, UK, <http://cfd.me.umist.ac.uk/ercoftac/databasc/cases/case06>, 1990
- [12] Breuer M., Rodi W., Large-eddy simulation of turbulent flow through a straight square duct and a 180° bend, *Direct and Large-Eddy Simulation*, P.R.Voke et al. (eds.), Kluwer Academic Publishers, The Netherlands, 1994
- [13] Carey C., Fraser S. M., Rachman D., Wilson G., Studies of the flow of air in a model mixed-flow pump using Laser Doppler Anemometry - Part 1: Research facility and instrumentation, *NEL Report No 698*, East Kilbride, Glasgow: National Engineering Laboratory, 1985
- [14] Carey C., Fraser S. M., Rachman D., Wilson G., Studies of the flow of air in a model mixed-flow pump using Laser Doppler Anemometry - Part 2: Velocity measurements within the impeller, *NEL Report No 699*, East Kilbride, Glasgow: National Engineering Laboratory, 1985