

Laboratorij za inženjerski dizajn LECAD Zenica

dr Senad Balić
dr Jože Duhovnik
mr. Ernad Bešlagić

**INŽENJERSKI DIZAJN UREĐAJA I SISTEMA
S ROTIRAJUĆIM RADNIM ELEMENTIMA
UZ PODRŠKU CAD I CAE TEHNOLOGIJA**

Dio I.

Zenica, 2015. godine

Predgovor

U ovoj monografiji su prikazani rezultati dugogodišnjeg istraživačkog i stručnog rada na području inovativnog razvoja uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima uz podršku CAD i CAE tehnologija. Tu su rezultati istraživačkog rada na realizaciji jednog doktorskog i jednog magistarskog rada, zatim rezultati diplomskih radova studenata i rezultati nekih projekata rađenih za određene kompanije.

Naglasak je stavljen na modeliranje razvojno-konstruktivskog procesa za razvoj pomenutih uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima, uz podršku CAD i CAE tehnologija i odgovarajućih softverskih alata za ove tehnologije.

Monografija se sastoji od dva dijela. Prvi dio obuhvata tri poglavlja. U uvodnom poglavlju se govori generalno o razvojno-konstruktivskom procesu i metodama konstruiranja. U drugom poglavlju je detaljno razrađen proces razvoja uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima i prikazane su raspoložive, odnosno preporučene tehnologije i metode razvoja. Treće poglavlje je posvećeno inovativnom inženjerskom dizajnu i optimizaciji malih centrifugalnih turbopumpi, s konkretnim primjerima razvoja pojedinih tipova ovih pumpi.

U drugom dijelu su dva poglavlja. Četvrto poglavlje tretira inženjerski dizajn rotora vjetroturbina s horizontalnom i vertikalnom osom vrtnje. U petom poglavlju je prikazan inženjerski dizajn leptir-ventila, koji spadaju u tehničke sisteme s elementima koji se zakreću oko svoje ose.

Monografija je rađena s ciljem ne samo da se predstave pomenuti rezultati istraživačkog i stručnog rada na predmetnom području, nego i da se razvojnim inženjerima stavi na raspolaganje koncept inovativnog inženjerskog dizajna i optimizacije uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima. Monografija može poslužiti i studentima mašinstva kod realizacije njihovih seminarskih i diplomskih radova.

Autori monografije

1. Autori on-line publikacije

Senad Balić,
Jože Duhovnik i
Ernad Bešlagić

2. Naslov publikacije

Inženjerski dizajn uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima,
uz podršku CAD i CAE tehnologija

Dio I.

3. Izdavač

Institut za privredni inženjering d.o.o. Zenica
Fakultetska 1, Zenica

4. Za izdavača

Dr Fuad Klisura, dipl. inž. maš.

5. Recenzenti

Prof.dr Mevludin Avdić,
V.prof.dr Salko Ćosić

6. Vrsta publikacije

on-line izdanje na adresi:

http://lecad.unze.ba/nastava/cadteh/mono_id_rot_el_knjiga/index.html

7. Jezik publikacije

bosanski

8. Format publikacije

A4 (210x297 mm)

S a d r Ź a j

Predgovor	iii
------------------	------------

Dio I.

Glava I. Uvod

1. Generalno o razvojno-konstruktivnom procesu	1-1
2. Metode konstruiranja	1-2
3. Ciljevi monografije	1-3

Glava II. Proces razvoja uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima i raspoložive tehnologije i metode razvoja

4. Računarom podržano konstruiranje – CAD	4-1
4.1 Modeliranje procesa konstruiranja.....	4-1
4.2 Konvencionalne metode proračuna i preliminarni dizajn.....	4-3
4.2 3D modeliranje.....	4-4
Literatura	4-5
5. Teoretske osnove metode primijenjene za CFD i CSM analize	5-1
5.1 Matematski model.....	5-1
5.1.1 Osnovne jednačine	5-1
5.1.2 Konstitutivne relacije.....	5-3
5.1.3 Modeliranje turbulentnog toka	5-3
5.1.4 Početni i granični uvjeti	5-4
5.1.5 Specijalni slučajevi	5-5
5.2 Numerička metoda	5-7
5.2.1 Opći oblik transportne jednačine	5-7
5.2.2 Principi diskretizacije	5-8
5.2.3 Formiranje sistema algebarskih jednačina.....	5-16
5.2.4 Algoritam rješavanja diskretiziranih jednačina	5-18
5.3 Izračunavanje radnih karakteristika turbopumpi	5-20
5.3.1 Protok turbopumpe	5-20
5.3.2 Momenat na lopaticama radnog kola turbopumpe	5-21
5.3.3 Stepen iskorištenja turbopumpe.....	5-21
Literatura	5-21
6. Engineering Fluid Dynamics – EFD koncept	6-1
6.1 Prednosti EFD koncepta	6-1

6.1.1	Novi CFD softveri zahtijevaju manje specijaliziranih vještina.....	6-1
6.1.2	CFD analize sada oduzimaju manje vremena u procesu razvoja proizvoda	6-3
6.1.3	Novi CFD softveri su jeftiniji i dostupni su i "običnim" inženjerima.....	6-4
6.1.4	3D CAD model se može direktno koristiti za CFD analize	6-4
6.1.5	CFD analize se mogu koristiti za poboljšanje velikog broja različitih proizvoda	6-5
	Literatura	6-5
7.	Softverska podrška u realizaciji proračuna i istraživanja	7-1
Glava III. Inženjerski dizajn i optimizacija malih centrifugalnih turbopumpi		
8.	Koncept inženjerskog dizajna i optimizacije	8-1
8.1	Nivoi dizajna i baza znanja koja je na raspolaganju konstruktorima turbopumpi.....	8-1
8.2	Preliminarni dizajn malih centrifugalnih turbopumpi	8-3
8.2.1	Konvencionalni postupci proračuna i dizajna	8-3
8.2.2	Metode optimizacije u funkciji preliminarnog dizajna	8-6
8.3	Dizajn i optimizacija turbopumpi i CAD i CCM metode.....	8-7
8.3.1	Problemi kod primjene CAD i CCM metoda.....	8-13
8.4	Prijedlog toka proračuna i dizajna turbopumpi	8-16
	Literatura.....	8-25
9.	Definisanje osnovnih konstruktivnih parametara turbopumpi u fazi preliminarnog dizajna	9-1
9.1	Izbor tipa pumpe	9-1
9.2	Glavne mjere radnog kola.....	9-3
9.2.1	Opći pristup i polazni podaci.....	9-3
9.2.2	Metode proračuna	9-4
9.2.3	Proračun radijalnog radnog kola prema karakteristici pritiska ψ (die Druckzahl [4]).....	9-4
9.3	Konstruktivni parametri oblika lopatica	9-11
9.3.1	Metode oblikovanja lopatica	9-11
9.3.2	Cilindrične radijalne lopatice	9-11
9.4	Konstruktivni parametri oblika sprovednog međulopatičnog kanala.....	9-13
9.4.1	Definisanje polaznog oblika	9-15
	Literatura	9-17
10.	Eksperimentalna ispitivanja malih centrifugalnih turbopumpi	10-1
10.1	Uvod	10-1
10.2	Prvi model automobilske turbopumpe, s otvorenim radnim kolom.....	10-2
10.3	Drugi model automobilske turbopumpe, s otvorenim i zatvorenim radnim kolom.....	10-4
	Literatura.....	10-10

11. Dizajn i optimizacija automobilskih turbopumpi	11-1
11.1 Ravninske CFD analize u funkciji izbora oblika i broja lopatica	11-1
11.1.1 Postupak kreiranja modelâ i generiranja mreža	11-4
11.1.2 Primijenjeni granični uvjeti	11-8
11.1.3 Analize ravninskih modela na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe	11-12
11.1.4 Analize ravninskog modela s proširenom vanjskom konturom spirale	11-27
11.1.5 Analiza modelâ s ravnim lopaticama	11-31
11.1.6 Analiza uticaja broja lopatica	11-37
11.1.7 Analiza uticaja oblika izlaznog kraja lopatica	11-42
11.1.8 Provjera mogućnosti zamjene spirale cilindrom	11-45
11.1.9 Ocjena stepena upotrebljivosti ravninskih analiza u postupku dizajna automobilskih turbopumpi	11-48
11.2 Oblikovanje sprovodnog međulopatičnog kanala i ulaza u radno kolo	11-49
11.2.1 3D model sprovodnog međulopatičnog kanala	11-49
11.2.2 3D model ulaza u radno kolo	11-52
11.3 Trodimenzionalne CFD analize i izbor sprovodnog međulopatičnog kanala	11-55
11.3.1 Generiranje mreže sprovodnih međulopatičnih kanala	11-56
11.3.2 Primijenjeni granični uvjeti	11-60
11.3.3 Rezultati tranzientnih analiza s rotiranjem fiktivnog radnog kola	11-62
11.3.4 Rezultati tranzientnih analiza primjenom približnog postupka proračuna ..	11-74
11.4 Oblikovanje spirale	11-79
11.5 Oblikovanje kolektora-uvodnika	11-81
11.6 Trodimenzionalne CFD analize od ulaza do izlaza turbopumpe	11-85
11.6.1 Prilagodba modela međulopatičnog kanala za analize s rotiranjem fiktivnog radnog kola	11-86
11.6.2 Generiranje mreže izmijenjenog modela međulopatičnog kanala	11-87
11.6.3 Generiranje mreže spirale i obezbjeđenje kliznog interfejsa	11-89
11.6.4 Struktura prvog modela izabrane automobilske turbopumpe za analize s rotiranjem radnog kola i primijenjeni granični uvjeti	11-91
11.6.5 Rezultati tranzientnih analiza s rotiranjem radnog kola prvog modela izabrane automobilske turbopumpe	11-93
11.6.6 Mreža kolektora-uvodnika i struktura drugog modela izabrane turbopumpe za analize s rotiranjem radnog kola	11-105
11.6.7 Granični uvjeti za drugi model izabrane turbopumpe i plan numeričkih proračuna s rotiranjem radnog kola	11-105
11.6.8 Rezultati tranzientnih analiza s rotiranjem radnog kola drugog modela izabrane automobilske turbopumpe	11-107
11.6.9 Struktura modela izabrane turbopumpe za analize primjenom približnog postupka proračuna	11-129
11.6.10 Granični uvjeti za prvi model turbopumpe, s cijelim kanalima, kod primjene približnog postupka proračuna	11-129
11.6.11 Rezultati približnog proračuna prvog modela izabrane turbopumpe, s cijelim međulopatičnim kanalima	11-130
11.6.12 Usporedni prikazi rezultata CFD analiza	11-137

11.6.13	Odnos utrošenog vremena kod provedenih CFD analiza	11-138
11.7	EFD analize strujanja fluida u turbopumpi	11-139
11.7.1	Analize strujanja fluida u radnom kolu turbopumpe	11-139
11.7.2	Analize strujanja fluida kroz cijeli protočni trakt turbopumpe.....	11-146
11.7.3	Uporedna analiza rezultata EFD analiza i eksperimentalnih ispitivanja ...	11-158
11.8	Naponi i deformacije u radnim elementima turbopumpe.....	11-161
11.8.1	Generiranje mreže radnog kola izabrane automobilske turbopumpe	11-161
11.8.2	Struktura modela za analizu napona i deformacija radnog kola i primijenjeni granični uvjeti	11-163
11.8.3	Rezultati analize napona i deformacija radnog kola izabrane turbopumpe primjenom približnog proračuna	11-163
	Literatura.....	11-166
12.	Centrifugalna pumpa za agresivne medije	12-1
12.1	Uvod	12-1
12.2	Proračun osnovnih konstruktivnih parametara centrifugalne pumpe	12-2
12.3	Prikaz geometrije radnog kola centrifugalne pumpe.....	12-5
12.4	3D model pumpe	12-8
12.5	MRF numerička analiza strujanja radnog fluida u protočnom traktu pumpe.....	12-12
12.6	3D model realizovane pumpe	12-18
	Literatura.....	12-18
13.	Centrifugalna pumpa za srce	13-1
13.1	Uvod	13-1
13.2	Proračun osnovnih konstruktivnih parametara centrifugalne pumpe	13-1
13.3	3D model pumpe	13-4
13.4	MRF numerička analiza strujanja radnog fluida u protočnom traktu pumpe.....	13-7
	Literatura.....	13-14

Glava I

Uvod

1. Generalno o razvojno-konstruktivskom procesu

Tokom dugog perioda tehničkog razvoja, proces konstruiranja je zadržao približno istu fizionomiju. Potrebna znanja za konstruiranje mladi inženjeri konstrukteri su sticali od starijih i iskusnijih kolega, upoznavanjem do tada razvijenih dobrih konstrukcionih rješenja (u žargonu konstruktora zvanih *šprance*), praćenjem proizvoda u eksploataciji, te sticanjem teorijskih znanja iz različitih naučnih i stručnih disciplina. Konstruiralo se uglavnom po ugledu na postojeća konstrukciona rješenja, uvodeći manje ili veće izmjene. Na taj način se uspostavljao proces postupnog približavanja optimalnom rješenju. Pri tome su osnovna obilježja i princip funkcionisanja uglavnom ostajali nepromijenjeni. Korjenito nova tehnička rješenja koja bi se u velikoj mjeri razlikovala od prethodnih, mogla su da nastanu kao plod izuzetne nadarenosti i nadahnuća konstruktora. Na taj način konstruiranje se u velikoj mjeri stavlja u ravan s umjetnošću, a od konstruktora se zahtijevala nadarenost. Tako je tehnički napredak postao zavisn od nadahnuća i nadarenosti pojedinaca, a poziv inženjera konstruktora postajao sve manje zanimljiv. Krajnji rezultat je bio da se umjesto razvoja novih proizvoda priklanjalo rješenjima koja su podrazumijevala kupovinu stranih licenci i prevođenje njihove dokumentacije.

Došlo je vrijeme kada ovakav koncept više nije bio prihvatljiv. Tražene su mogućnosti da se do novih rješenja može doći primjenom određenog postupka, odnosno da se konstruiranje konstituiše kao metodski definisan proces koji omogućava iznalaženje novih rješenja i sa skromnijim znanjima i sposobnostima. Na ovaj način nova tehnička rješenja ne moraju da budu samo plod izuzetne nadarenosti pojedinca, kao što je u umjetnosti slučaj, mada je lični kvalitet inženjera konstruktora itekako poželjan.

Stvoren je niz metoda konstruiranja, koje danas nazivamo tradicionalnim, za koje se može kazati da ni jedna od njih nije mogla u cjelosti ispuniti željeni cilj. Ekspanzija novih metoda i postupaka u konstruiranju nastala je razvojem novih tehničkih sredstava za izvođenje procesa konstruiranja, prije svega računara, koji su ulaskom u ovaj proces podstakli značajne promjene u tradicionalnim postupcima, ili omogućili da neki koji su bili poznati dođu do punog izražaja. Pri tome se još jednom naglašava činjenica da inženjer konstrukter mora imati određene kvalitete, a primjena navedenih metoda treba da mu omogući efikasnost i podsticaj na nova razmišljanja i nove ideje.

Treba istaći da konstruiranje mašinskih sistema i komponenata danas predstavlja kompleksan proces. Odvija se primjenom odgovarajuće metodike definisane redoslijedom i strukturom operacija. Operacije se izvode na osnovu definisanih tokova informacija, na osnovu rezultata ostvarenih u pojedinim fazama, te na bazi odluka koje se donose na predviđenim mjestima procesa konstruiranja.

Posebno treba istaći da je proces konstruiranja u svojoj osnovi informacioni proces. Koristi se i obrađuje velika količina podataka, zbog čega je ovo područje bilo pogodno za primjenu računara

i uvođenje tehničkih informacionih sistema (Product Data Management - PDM sistemi), kao podrška razvoju proizvoda i razvoju preduzeća. O tehničkim informacionim sistemima i razvojno-konstruktivskom procesu vidjeti detaljnije u [2, 3].

2. Metode konstruiranja

Razvoj proizvoda se dakle u cjelosti odvija u konstruktivskom procesu. Pojedine faze konstruktivskog procesa su kod različitih autora, odnosno metoda određene različito. Svim metodama su zajedničke: faznost, povezanost, iterativnost i kompleksnost. Najpoznatije su slijedeće metode [3]:

1. Konstruktivski proces po preporuci VDI 2221 (1985., dopunjeno 1993.);
2. Heurističke metode u konstruktivskom procesu (French 1985., Dym 1994.);
3. Generalizirana metoda (Yoshikava/Tomiyama 1981., 1994.);
4. Integriran konstruktivski proces (Hubka 1976., Hubka - Eder 1988.);
5. Iterativni konstruktivski proces (Duhovnik, Sato, Kimura 1983., Duhovnik 1997.);
6. Aksiomatično konstruiranje (Suh 1982.);
7. Simultani inženjering (Prasad 1996.);
8. Uporedni inženjering (Horvath 1998.).

Prvih šest navedenih metoda po pravilu uzima u obzir proizvodni proces kao informacijsku bazu i istu uključuje u konstruktivski proces tako da su uticaji uzeti u obzir, ali nisu razdijeljeni u mikro-tehnologiji. Zadnje dvije metode su razvijene za cjelovito savlađivanje proizvodnog procesa i kod istih se u proizvodni proces uključuju oba procesa, konstruiranje i izrada, koji doprinose materijalizaciji proizvoda. Proizvod je u ovom primjeru tretiran kao element, ili kao najkompleksniji tehnički sistem. Detaljnije o navedenim metodama vidjeti u [3].

Kod rješavanja inženjerskih problema razvoja uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima, ili elementima koji se zakreću oko svoje ose, prikazanih u ovoj monografiji, koristila se prvenstveno metoda iterativnog konstruktivskog procesa (Duhovnik, Sato, Kimura 1983., Duhovnik 1997.), pod rednim brojem 5, a koristile su se i metode simultanog inženjeringa (Prasad 1996. redni broj 7) i uporednog inženjeringa (Horvath 1998., redni broj 8). Pomenuta metoda iterativnog konstruktivskog procesa biće detaljnije objašnjena kod prikaza razvoja centrifugalnih pumpi u sistemima hlađenja automobilskih motora.

3. Ciljevi monografije

Razvojni inženjeri, odnosno inženjeri konstrukteri se u svom inženjerskom i istraživačkom radu često sreću s uređajima i sistemima s rotirajućim radnim elementima, ili elementima koji se zakreću oko svoje ose. To su prije svega:

- centrifugalne pumpe,
- gerotorne pumpe,
- ventilatori,
- turbo-kompresori,
- vjetroturbine s horizontalnom osom vrtnje,
- vjetroturbine s vertikalnom osom vrtnje,
- Tesline turbine,
- mikseri itd.

U ovoj monografiji glavni cilj je bio da se kroz primjenu jedinstvene metodike za inženjerski dizajn pomenutih uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima, odnosno elementima koji se zakreću oko svoje ose, uz primjenu savremenih metoda proračuna i dizajna proizvoda podržanih računarom, prikaže razvoj, odnosno inženjerski dizajn ovih uređaja i sistema i njihovih radnih elemenata. Radi se o metodici razvijenoj i prikazanoj u [1], koja je namijenjena za inženjerske i razvojne poslove proračuna i dizajna malih centrifugalnih turbopumpi. Primijenjena metodika predstavlja postupak kojem je cilj doći do kvalitetnih rješenja, s povećanim stepenom iskorištenja, za što kraće vrijeme i uz najniže troškove, da bi se obezbijedila zarada koja opravdava ulaganja.

Posebna pažnja je posvećena malim centrifugalnim pumpama, prije svega pumpama u cirkulacionim sistemima hlađenja automobilskih motora, koje su iskorištene da se kroz prikaz njihovog razvoja detaljno prikaže i pomenuta jedinstvena metodika za inženjerski dizajn uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima. Na bazi primjene ove metodike realizovani su i prikazani i proračuni i inženjerski dizajni malih centrifugalnih pumpi za agresivne medije, te pumpi za srce.

Za rješavanje pomenutih inženjerskih problema, potrebna su najprije teoretska znanja iz pojedinih područja, poželjna su, a često i neophodna iskustvena znanja visoke razine iz ovih područja i konačno, potrebne su računarske vještine. Ovdje se radi o usko specijalizovanim područjima i može se kazati da je evidentan nedostatak literature koja bi obezbijedila podloge za lakše rješavanje različitih problema iz područja koja su predmet pažnje u ovoj monografiji, pa ova monografija, pored navedenog, ima za cilj i da posluži kao osnova za definisanje metodike proračuna i dizajna i za druge vrste uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima, ili elementima koji se zakreću oko svoje ose.

Kada je riječ o centrifugalnim pumpama, ili općenito o turbomašinama, radi o složenim fenomenima strujanja i interakcije fluida i radnih elemenata pumpi, s velikim brojem uticajnih faktora različitog karaktera i čitavim spletom njihovih međuzavisnih djelovanja.

Za automobilske pumpe za vodu je interesantno i da se u referentnoj literaturi ne može naći gotovo ništa što bi se moglo smatrati dovoljnom i kvalitetnom osnovom za dizajn i proračun ovih pumpi. Očito je da proizvođači automobila iz razumljivih razloga nemaju potrebe za publikovanjem svojih rješenja iz ovog područja, tim prije što se ove pumpe odlikuju prvenstveno jednostavnošću rješenja, što je možda i razlog da im u literaturi nije posvećena veća pažnja. Mogući uzrok ovome može biti i zaključak da se na bazi teoretskih osnova i rješenja u literaturi za puno složenije konstrukcije pumpi može izvući dovoljno materijala za rješenja jednostavnijih pumpi, kakve su automobilske. Međutim, dokaz da ovaj posljednji stav nije opravdan i da ove

pumpe imaju puno interesantnih specifičnosti kad je u pitanju njihov dizajn i razvoj, jeste velika ponuda materijala vezanog za ove pumpe na Internetu. Tu su, pored brojnih reklamnih ponuda proizvođača pumpi i ponude novih rješenja i usluga neovisnih konstruktora, koji pored već realizovanih konstrukcija pumpi za različite modele i tipove automobila, nude i nove ideje i unapređenja za buduće naručioce ovih pumpi.

Kako je danas konkurentna cijena proizvoda, uz neupitan kvalitet, postala osnovna odrednica u proizvodnji, to konstruktivna rješenja tehničkih sistema i uređaja, kakve su i pomenuti uređaji i sistemi s rotirajućim radnim elementima, moraju biti što jeftinija i jednostavnija. Za dostizanje ovih ciljeva, što podrazumijeva i što manje troškove ulaganja u razvoj, potrebno je omogućiti da se prije ispitivanja prototipa na opitnim postrojenjima, mogu na bazi efikasne metodike provoditi računarske virtualne simulacije strujanja radnog fluida u radnim elementima razvijanih uređaja i sistema i naponsko-deformacionih stanja u njima. Ove simulacije su znatno jeftinije od izrade velikog broja opitnih modela i provođenja njihovih eksperimentalnih ispitivanja, i njihovom primjenom se mogu, s velikom dozom sigurnosti u krajnji ishod razvojnog postupka, dizajnirati i optimizirati pomenute uređaji i sistemi s rotirajućim radnim elementima.

Kod u [1] razvijene metodike se pošlo od očekivanja da se u svjetlu mogućnosti savremenih metoda dizajna, proračuna i simulacija, cijelom problemu dizajna može prići selektivno i stupnjevito, u smislu da se složenim fenomenima strujanja i interakcije fluida i radnih elemenata razmatranih uređaja i sistema, s velikim brojem uticajnih faktora različitog karaktera i čitavim spletom njihovih međuzavisnih djelovanja, može pristupiti realizovanjem većeg broja analiza s postupnim povećanjem nivoa složenosti (metod korak-po-korak do rješenja) i pri tome posmatrati odvojeno uticaj relevantnih parametara na posmatrane procese i njihove karakteristike.

U [1] je pokazano da se primjenom numeričkih metoda za proračune toka od ulaza do izlaza centrifugalnih pumpi u cirkulacionim sistemima hlađenja automobilskih motora mogu dobiti simulacije strujanja radnog fluida u svim dijelovima radnih elemenata ovih pumpi, sa svim detaljima potrebnim kod ovakvih analiza, i s tačnošću kod koje rezultati simulacija ne odstupaju više od $\pm 5\%$ od stvarnog stanja, što je u oblasti konstruiranja sasvim prihvatljivo. Isto se odnosi i na numeričke analize naponsko-deformacionih stanja, nastalih u radnim elementima turbopumpi kao posljedica interakcije ovih dijelova s radnim fluidom. Pri tome se pokazalo i da se u finalnim analizama dizajna automobilskih turbopumpi mora obuhvatiti cijeli tok kroz pumpu i da nisu dovoljne samo parcijalne analize toka kroz pojedine elemente iste, koje zahtijevaju previše pretpostavki i različitih pojednostavljenja. Pri tome je u [1] prvi put kod proračuna i dizajna automobilskih turbopumpi, odnosno malih centrifugalnih turbopumpi, primijenjen egzaktni postupak proračuna, s rotiranjem radnog kola (primjenom pokretnih mreža), na modelu cijelog toka radnog fluida jedne ovakve pumpe.

U [1] razvijena i u ovoj monografiji praktično primijenjena metodika bazirana je na primjeni CAD tehnologija za oblikovanje dijelova uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima i za generiranje numeričkih mreža, te na primjeni CCM (CFD – Computational Fluid Dynamics + CSM – Computational Solid Mechanics) tehnologija (baziranih na metodi konačnih volumena) za numeričke analize strujanja radnog fluida i naponsko-deformacionih stanja u elementima pomenutih uređaja i sistema. Pored navedenih tehnologija, kod pomenute metodike uspješno je primijenjen i Engineering Fluid Dynamics – EFD koncept, koji je detaljnije prikazan u posebnom odjeljku, a koji predstavlja nadgradnju CFD koncepta s ciljem olakšanja i ubrzanja inženjerskih razvojnih poslova uz podršku računara.

Ovdje se još jednom ističe važnost činjenice da se u finalnim analizama dizajna malih centrifugalnih turbopumpi mora obuhvatiti cijeli tok kroz pumpu, kako su to i pokazala istraživanja prikazana u ovoj monografiji, i da nisu dovoljne samo parcijalne analize toka kroz pojedine elemente iste.

Literatura

1. S. Balić, *Numerička analiza procesa strujanja i naponskog stanja centrifugalnih pumpi u sistemima hlađenja automobilskih motora*, disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Zenici, Zenica, 2002.
2. S. Balić i saradnici, *CAD tehnologije*, on-line predavanja na stranici www.lecad.unze.ba
3. J. Duhovnik i J. Tavčar, *Elektronsko poslovanje in tehnični informacijski sistemi, PDMS – Products Data Management Systems*, LECAD, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 2000.

Glava II.

Proces razvoja uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima i raspoložive tehnologije i metode razvoja

4. Računarom podržano konstruiranje – CAD

4.1 Modeliranje procesa konstruiranja

Modeliranje procesa konstruiranja se realizuje na bazi izabrane metode konstruiranja, a zavisi od vrste proizvoda, odnosno od nivoa konstruiranja [1]. Pri tome nivo konstruiranja određuje okruženje inženjera konstruktora, odnosno određuje alate i sredstva potrebna za njegov rad. Kod toga se često dešava da se izvorni koraci primijenjene metode konstruiranja inovativno dopunjavaju s ciljem unapređenja i ubrzanja procesa konstruiranja.

U nastavku je dat prikaz Siemens PLM (Product Lifecycle Management) strategije za podršku razvoju proizvoda i razvoju preduzeća. Ova strategija obuhvata razvoj široke lepeze softvera, kojima se pruža cjelokupna podrška za svaku fazu razvoja proizvoda i proizvodnje. Razvijeni softveri se mogu podijeliti u dva prstena, pri čemu je prvi prsten bazni, dok se drugi prsten nalazi iznad prvog i podijeljen je na dvije polovine.

Bazni prsten (Digital Lifecycle Management, na prikazu datom na slici 4.1) se na slici 4.2 nalazi ispod prstena Product Lifecycle Management, i obezbjeđuje softvere za funkcionalnosti tehničkog informacionog sistema i određene funkcionalnosti poslovno-proizvodnog informacionog sistema, odnosno obezbjeđuje objedinjenje svih resursa preduzeća i omogućava komunikaciju i razmjenu podataka i informacija između svih organizacionih funkcija preduzeća. Jednu od glavnih uloga u ovom prstenu zauzima softverski paket Teamcenter (sl. 4.2).



Sl. 4.1 Podjela softvera u Siemensovoj PLM strategiji za podršku razvoju proizvoda i razvoju preduzeća (ljubaznošću ITS d.o.o. Ljubljana)

Kompanija Siemens nudi pakete softvera Teamcenter za različite industrije (Teamcenter Aerospace & Defense, Teamcenter Automotive Supplier, Teamcenter Hi Tech Electronics i Teamcenter Consumer and Packaged Goods), a pored toga postoje i varijante ovog paketa za podršku različitim procesima (ima ih ukupno deset). Tako je paket *Teamcenter Engineering* namijenjen za Engineering Process Management, dok je paket *Teamcenter Project* namijenjen za Program and Project Management.

Predmet naše pažnje je gornji prsten - Product Lifecycle Management prsten softverskih modula u pomenutoj Siemens PLM strategiji, prikazan na slici 4.2. Ovaj prsten se dijeli na dvije polovine. Prva, lijeva polovina prstena predstavlja Siemens Digital Product Development softverske module za podršku razvojno-konstrukcijskom procesu, odnosno razvoju proizvoda (slika 4.3).

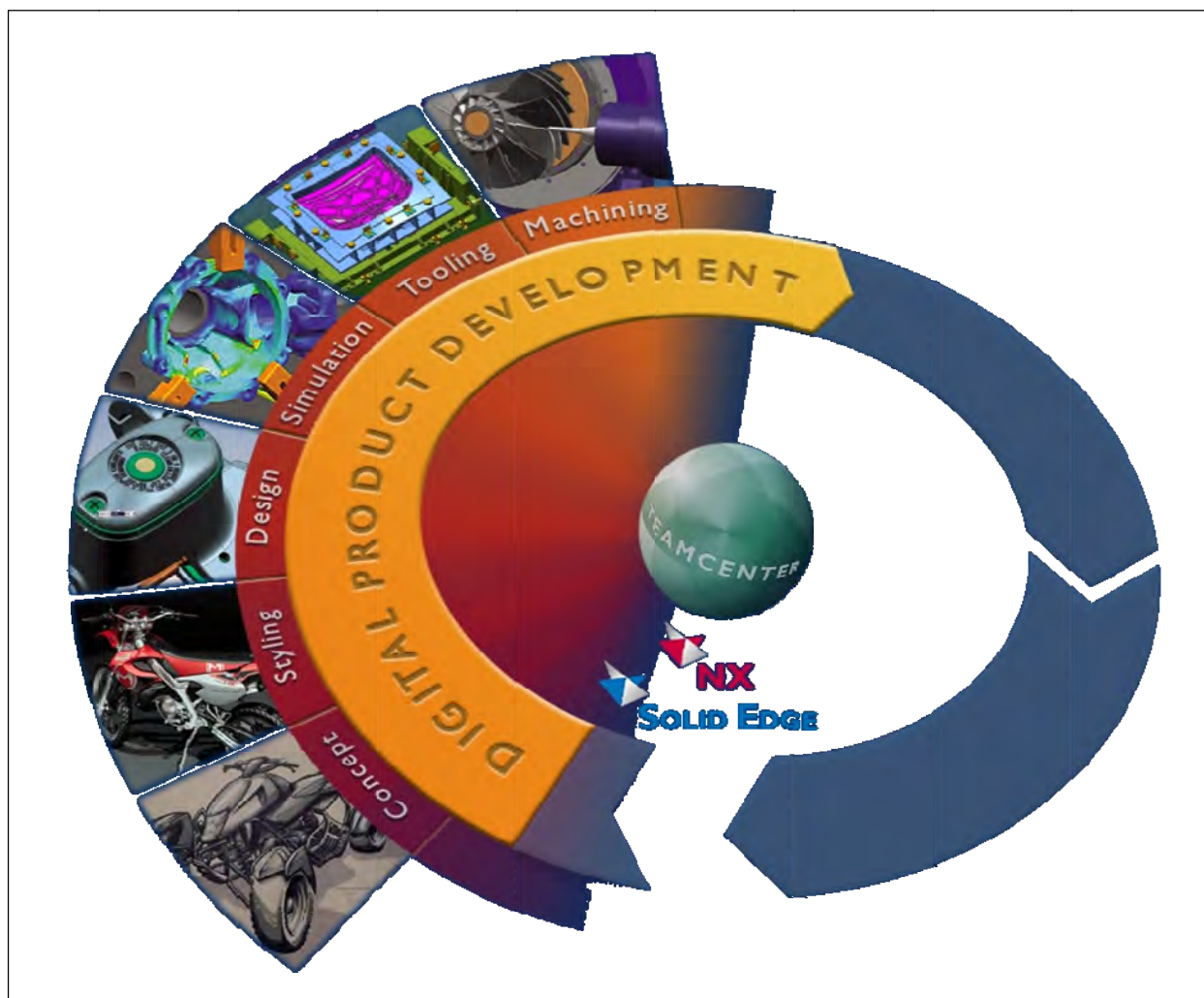


Sl. 4.2 Product Lifecycle Management prsten softverskih modula u u Siemens PLM strategiji (ljubaznošću ITS d.o.o. Ljubljana)

Ovim modulima se pruža softversko-tehnološka podrška za glavne aktivnosti i poslove razvojno-konstrukcijskog procesa (RK proces), prema slici 4.3, pri čemu RK proces u cjelini obuhvata:

1. izbor ideja za novi proizvod,
2. konceptualni dizajn novog proizvoda (modul Concept na slici 4.3),
3. styling, odnosno industrijski dizajn (modul Styling na slici 4.3),
4. inženjerski dizajn (modul Design na slici 4.3),
5. inženjerske računarske simulacije (modul Simulation na slici 4.3),
6. izrada konstrukcijske dokumentacije,
7. inženjerske simulacije u tehnologiji,
8. izrada tehnološke dokumentacije,
9. razvoj i izrada alata (modul Tooling na slici 4.3),
10. CNC simulacije i izrada G koda (modul Machining na slici 4.3),
11. izrada prototipa, ako je to predviđeno,

12. realizacija nulte serije, ako je to predviđeno,
13. provođenje potrebnih izmjena nad tehničko-tehnološkom dokumentacijom,
14. proizvodnja.



Sl. 4.3 Siemens Digital Product Development softverski moduli za podršku razvojno-konstruktivskom procesu (ljubaznošću ITS d.o.o. Ljubljana)

Sličan pristup razvoja širokog spektra softvera za podršku razvoju proizvoda i razvoju preduzeća ima i kompanija *Dassault*, sa svojim adutom – softverskim paketom *Catia*.

4.2 Konvencionalne metode proračuna i preliminarni dizajn

Nakon faza konceptualnog i industrijskog dizajna, slijede proračuni i primjena konvencionalnih metoda proračuna (prvi koraci inženjerskog dizajna) kojima se dolazi do glavnih dimenzija razvijanih konstrukcija, ili pojedinih dijelova. Ove dimenzije omogućavaju da se može ući u proces kreiranja polaznog, odnosno preliminarnog dizajna proizvoda koji se razvija.

Ovdje se posebno ističe važnost preliminarnog dizajna, jer se u fazu inženjerskih analiza, koje se u najvećoj mjeri provode kroz realizaciju računarskih simulacija, mora ući s modelima koji su oblikovani na realnim osnovama, odnosno oblikovani prema dimenzijama dobivenim primjenom

za predmetni proizvod odgovarajućih konvencionalnih metoda proračuna. Nakon dolaska računarskih simulacija pojavile su se zablude da su za inženjerski dizajn proizvoda dovoljne samo pomenute simulacije i da ranije razvijene metode proračuna više nisu potrebne. Valja naglašeno stalno imati na umu da je ovo velika zablude. Neki od utemeljitelja računarskih simulacija su znali tvrditi da se ne treba baviti proračunima, bego da odmah treba ići u primjenu računarskih simulacija. Kako se u inženjerskom dizajnu od nečega mora poći, to preliminarni dizajn, na bazi odgovarajućih proračuna ima nezaobilazno mjesto u procesu razvoja proizvoda.

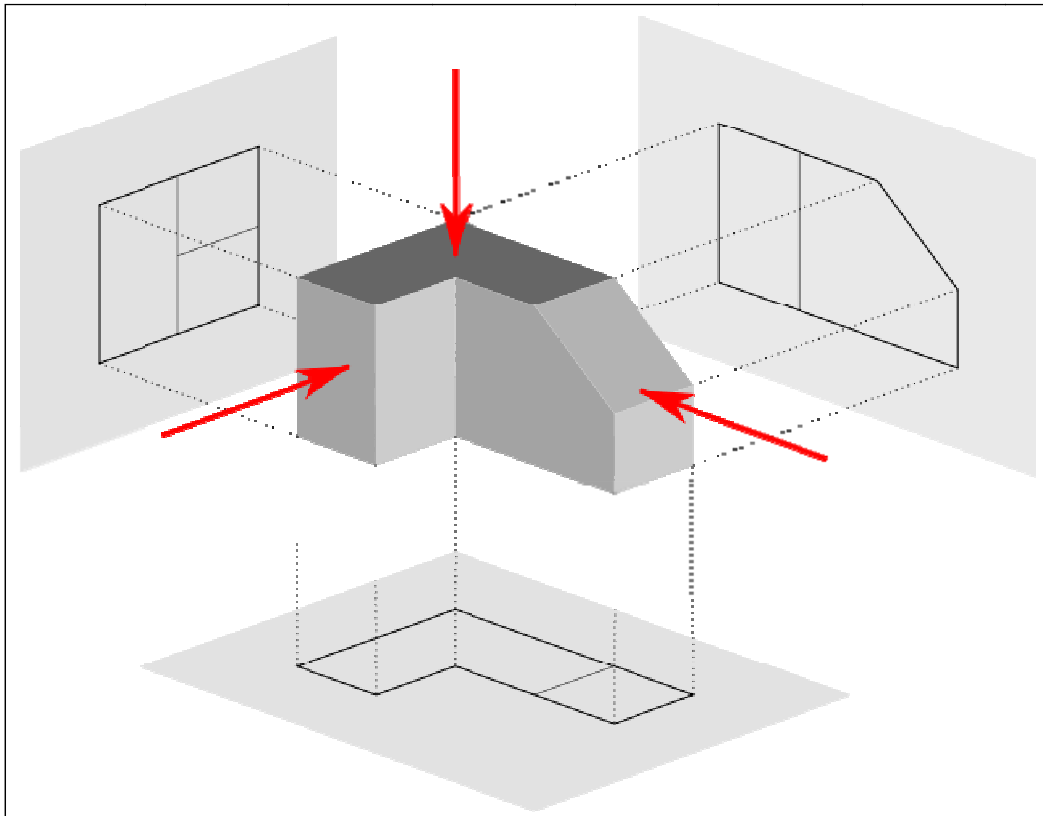
4.3 3D modeliranje

U okviru procesa konstruiranja podržanog računarom, preliminarni dizajn predstavlja važnu fazu razvoja proizvoda, a rezultat ove faze predstavlja inženjersku vizualizaciju razvijanog proizvoda, ili njegovih dijelova, kroz primjenu odgovarajućeg softvera – 3D modelera.

3D modeli uređaja, sistema, sklopova, pojedinačnih dijelova, kreirani na bazi podataka dobivenih realizacijom odgovarajućih proračuna predstavljaju osnovu za računarom podržano inženjerstvo. Odnosno, 3D modeli kreirani u nekom softveru – 3D modeleru, između ostalog, omogućavaju:

- provjeru tačnosti dijelova koji čine sklop (modul *Assembly*),
- formiranje modela za provedbu numeričkih analiza, na bazi primjene na primjer metoda konačnih elemenata (MKE), ili metoda konačnih volumna (MKV),
- analizu mehanizama i simulaciju njihovog rada,
- proračun težine, težišta, momenta inercije i drugih karakteristika mašinskih dijelova,
- dobivanje ortogonalnih projekcija, na osnovu kojih se formiraju tehnički crteži (slika 4.4),
- unošenje promjena koje se automatski ažuriraju na svim projekcijama crteža,
- CNC simulacije i kreiranje koda za upravljanje CNC mašinama.

Tako se s preliminarnim dizajnom, odnosno pozatnim 3D modelom koja ulazi u proces inženjerskih analiza, odnosno numeričkih simulacija kojima se postupno (s odgovarajućim redizajnima) dolazi do ispunjavanja liste zahtjeva za predmetni proizvod.



Sl. 4.4 Projekcije 3D modela kao osnova za izradu tehničkih crteža

Literatura

1. S. Balić i saradnici, *CAD tehnologije*, on-line predavanja na stranici www.lecad.unze.ba
2. J. Duhovnik i J. Tavčar, *Elektronsko poslovanje in tehnični informacijski sistemi, PDMS – Products Data Management Systems*, LECAD, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 2000.

5. Teoretske osnove metode primijenjene za CFD i CSM analize

5.1 Matematski model

Parcijalne diferencijalne jednačine kojima se opisuju različiti problemi mehanike kontinuuma imaju istu zajedničku osnovu (nekoliko osnovnih fizikalnih zakona), tako da se razlikuju od slučaja do slučaja samo po broju uključenih jednačina (kao i dodatnih jednačina, kojima se dobija zatvoreni sistem), specifičnih za određeni problem. Ova činjenica vodi ka zaključku da se rješavanju problema u mehanici kontinuuma može pristupiti primjenom jedinstvenog algoritma. Na taj način se, primjenom određene numeričke metode, mogu istim pristupom rješavati različiti problemi mehanike kontinuuma (na primjer tok fluida kroz turbomašine, plastična prerada metala, naponsko-deformaciono stanje neke konstrukcije itd.).

U ovom poglavlju su date teoretske osnove matematskog modela i numeričke metode primijenjene za rješavanje konkretnih problema analize strujanja (CFD) i naponsko-deformacionih stanja (CSM) kod uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima (na primjer kod turbopumpi). Izrazi su dati u simboličkoj notaciji, čime se fizikalna značenja pojedinih članova u jednačinama mogu direktno tumačiti, a izrazi vrijede za bilo koji koordinatni sistem.

5.1.1 Osnovne jednačine

Tok radnog fluida kroz uređaje i sisteme s rotirajućim radnim elementima je viskoznan i u određenim dijelovima vjerovatno turbulentan. Ovo strujanje i naponsko-deformaciono stanje u čvrstim dijelovima pomenutih uređaja i sistema se u potpunosti može opisati s dva osnovna fizikalna principa konzervacije, odnosno s dvije jednačine bilansa: jednačinom kontinuiteta i jednačinom momenta (drugi Newtonov zakon). Generalno, u skupinu osnovnih jednačina bilansa spada i jednačina o konzervaciji energije (prvi zakon termodinamike) i entropije (drugi zakon termodinamike).

Najčešće je uobičajeno da se jednačine koje prikazuju ove zakone pišu u integralnoj formi, za jedan proizvoljni dio kontinuuma volumena V , ograničenog površinom S , koja se često i kreće brzinom \mathbf{v}_s . Kako je već navedeno, kod rješavanja problema strujanja u uređajima i sistemima s rotirajućim radnim elementima i naponsko-deformacionog stanja u njihovim elementima, to su slijedeće jednačine:

a) Jednačina kontinuiteta

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho(\mathbf{v} - \mathbf{v}_s) \cdot d\mathbf{s} = 0, \quad (5.1)$$

gdje je ρ gustina kontinuuma, \mathbf{v} brzina fluida, a \mathbf{s} je spoljni vektor površine u proizvoljnoj tački iste.

b) Jednačina momenta

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{v} dV + \int_S \rho \mathbf{v}(\mathbf{v} - \mathbf{v}_s) \cdot d\mathbf{s} = \int_S \mathbf{T} \cdot d\mathbf{s} + \int_V \mathbf{f}_b dV, \quad (5.2)$$

gdje je \mathbf{T} Cauchyjev tenzor napona i \mathbf{f}_b rezultujuća zapreminska sila po jedinici volumena.

c) Jednačina konzervacije prostora

Kod rješavanja problema s pokretnim dijelovima, kod kojih je brzina $\mathbf{v}_s \neq 0$, kakav je slučaj s radnim kolima turbopumpi, tada se gornjim jednačinama dodaje i jednačina održanja prostora:

$$\frac{d}{dt} \int_V dV - \int_S \mathbf{v}_s \cdot d\mathbf{s} = 0, \quad (5.3)$$

koja povezuje brzinu promjene zapremine V s brzinom površine \mathbf{v}_s .

d) Jednačine u rotirajućem koordinatnom sistemu

U nekim slučajevima, kakav imamo kod mašina s rotirajućim elementima (na primjer kod turbopumpi), može biti pogodno rješavati osnovne jednačine u koordinatnom sistemu koji rotira konstantnom ugaonom brzinom $\boldsymbol{\omega}$, jednakom brzini rotacije pomenutog rotirajućeg dijela. U tom slučaju brzina relativna u odnosu na ovaj koordinatni sistem jednaka je:

$$\mathbf{v}_r = \mathbf{v} - \mathbf{v}_s = \mathbf{v} - \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}, \quad (5.4)$$

gdje je \mathbf{r} radijus vektor relativno u odnosu na osu rotacije (slika 5.1). U ovom slučaju osnovne jednačine mogu se napisati u slijedećoj formi:

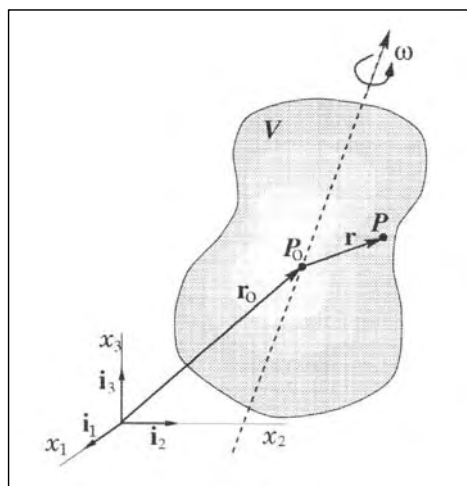
- **Jednačina kontinuiteta:**

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho \mathbf{v}_r \cdot d\mathbf{s} = 0, \quad (5.5)$$

- **Jednačina momenta:**

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{v}_r dV + \int_S \rho \mathbf{v}_r \mathbf{v}_r \cdot d\mathbf{s} = \int_S \mathbf{T} \cdot d\mathbf{s} + \int_V \mathbf{f}_b dV - \int_V \rho \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) dV - \int_V 2\rho \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}_r dV. \quad (5.6)$$

U ovoj monografiji je postupak proračuna u rotirajućem koordinatnom sistemu nazvan približnim postupkom proračuna, a koristilo se i nazivom Multiple Reference Frame – MRF postupak.



Sl. 5.1 Rotiranje koordinatnog sistema

5.1.2 Konstitutivne relacije

Prethodno izložene jednačine važe za bilo koji fluid, ili čvrsto tijelo. Međutim, one ne čine zatvoreni sistem jednačina, jer se ima više nepoznatih veličina nego jednačina. Da bi se ove jednačine mogle povezati s konkretnim fluidom, odnosno materijalom, i da bi se njihov sistem mogao zatvoriti, moraju se upotrijebiti neke dodatne jednačine, kojima se daju informacije o odzivu korištenih materijala na eksterne uticaje (površinske sile, termička opterećenja itd.). Ove jednačine su poznate pod nazivom konstitutivne relacije.

Najrasprostranjeniji postojeći materijali sreću se u inženjerskoj praksi i u ovom okruženju se mogu klasifikovati kao Njutnovi fluidi, ili kao termo-elastični solidi. Konstitutivne jednačine za vodu kao radni fluid u turbopumpama i za materijale konstruktivnih elemenata ovih mašina, koje se upotrebljavaju za predstavljanje tenzora \mathbf{T} u komponentama vektora pomjeranja \mathbf{u} i vektora brzine \mathbf{v} su:

Stokesov zakon

Odnos između napona i brzine deformacije za fluide (Stokesov zakon) glasi:

$$\mathbf{T} = 2\mu \dot{\mathbf{D}} - \frac{2}{3}\mu \operatorname{div} \mathbf{v} \mathbf{I} - p \mathbf{I}, \quad (5.7)$$

gdje je

$$\dot{\mathbf{D}} = \frac{1}{2} [\operatorname{grad} \mathbf{v} + (\operatorname{grad} \mathbf{v})^T] \quad (5.8)$$

brzina tenzora deformacije, μ je dinamički viskozitet, p je pritisak i \mathbf{I} je jedinični tenzor.

Hookeov zakon

Veza između napona i deformacija u solidima data je Duhamel-Neumannovim oblikom Hookeovog zakona:

$$\mathbf{T} = 2\mu \mathbf{D} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \mathbf{I} - (3\lambda + 2\eta) \alpha \Delta T \mathbf{I}, \quad (5.9)$$

gdje je

$$\mathbf{D} = \frac{1}{2} [\operatorname{grad} \mathbf{u} + (\operatorname{grad} \mathbf{u})^T] \quad (5.10)$$

tenzor deformacija, \mathbf{I} je jedinični tenzor, \mathbf{u} je vektor pomjeranja, ΔT je odstupanje temperature od referentne temperature (koja odgovara polaznom rasterećenom stanju), η i λ su Laméovi koeficijenti i α je linearni koeficijent termičkog izduženja.

5.1.3 Modeliranje turbulentnog toka

Većina strujanja fluida u inženjerskoj praksi imaju turbulentan tok. Osnovne karakteristike ovakvog toka su:

- izrazita nestacionarnost, pri čemu su brzine u posmatranim tačkama haotične;
- fluktuacije visoke frekvencije svih dijelova toka, i po vremenu i u prostoru;
- veliko vrtloženje, tako da proces zbog viskoznosti fluida gubi energiju, koja se pretvara u toplotu.

Turbulentni tok je dobro opisan osnovnim jednačinama s Fick, Stockes i Fourierovim zakonima kao konstitutivnim relacijama. Međutim, zbog tehnoloških ograničenja [1] u računarskim tehnologijama, nije moguće njihovo numeričko rješavanje (*direct numerical simulation*, DNS), izuzev za tokove s manjim Reynoldsovima i za jednostavne geometrije [1]. Kao alternativa se koristi pristup koji predviđa određena prilagođavanja/pojednostavljenja turbulentnog toka [1] (koja za inženjerske probleme daju zadovoljavajuće rezultate), i rješavanje Reynoldsovih jednačina (*Reynolds averaged Navier-Stokes equations*, RANS). Ove jednačine su dobivene primjenom statističkog opisa turbulentnog kretanja. U njemu se, s ciljem pojednostavljenja matematskog opisivanja i analize turbulentnog toka, osobine fluida i karakteristike toka razlažu na zbir srednje i fluktuirajuće vrijednosti. Pišući zavisne varijable u osnovnim jednačinama kao zbir srednje i fluktuirajuće komponente, uz dodatne relacije, dobije se zatvoreni sistem, koji čini takozvani *model turbulencije* [1, 2].

Svi numerički proračuni, realizovani u okviru ovog rada, provedeni su s pretpostavkom o turbulentnom toku, pri čemu je primijenjen takozvani (standardni) $k-\varepsilon$ model, koji je u posljednjih 45 godina nesumnjivo najviše korišten za inženjerske proračune [2].

5.1.4 Početni i granični uvjeti

Da bi matematski model bio kompletan, potrebno je definisati početne i granične uvjete na granicama domena izračunavanja. Broj i tip početnih i graničnih uvjeta se bira tako da problem matematski bude dobro postavljen. To podrazumijeva da problem ima rješenje, koje je jedinstveno i koje ovisi kontinuirano od početnih i graničnih uvjeta. To znači da mala promjena ovih uvjeta uzrokuje i malu promjenu zavisne varijable u bilo kojoj tački domena rješavanja.

U početnom trenutku vremena $t = t_0$ vrijednosti svih zavisnih varijabli moraju biti poznate u svim tačkama domena rješavanja V :

$$\phi(\mathbf{r}, t_0) = \phi^0(\mathbf{r}), \quad \mathbf{r} \in V. \quad (5.11)$$

Dodatni početni uvjet kod rješavanja jednačine momenta za čvrsto tijelo je i poznavanje vremenske promjene pomjeranja u trenutku $t = t_0$:

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t}(\mathbf{r}, t_0) = \dot{\mathbf{u}}^0(\mathbf{r}), \quad \mathbf{r} \in V. \quad (5.12)$$

Zbog eliptičke prirode osnovnih jednačina konzervacije, granični uvjeti moraju biti specificirani u svakom vremenskom trenutku na svim granicama domena rješavanja. Uobičajena je podjela graničnih uvjeta u dvije grupe:

- *Dirihletovi* granični uvjeti, kod kojih se vrijednost zavisne varijable zadaje na graničnim površinama domena (na primjer brzina fluida na ulazu):

$$\phi(\mathbf{r}_B, t) = f_1(t), \quad \mathbf{r}_B \in S_D. \quad (5.13)$$

- *Neumannovi* granični uvjeti, kada je na graničnim površinama zadan gradijent zavisne varijable:

$$\text{grad } \phi(\mathbf{r}_B, t) = f_2(t), \quad \mathbf{r}_B \in S_N. \quad (5.14)$$

Pri tome su S_D i S_N dijelovi granične površine na kojima su zadani Dirichletovi, odnosno Neumannovi granični uvjeti.

5.1.5 Specijalni slučajevi

a) Dvodimenzionalni tok

U praksi se pojavljuju i tokovi koji se mogu smatrati dvodimenzionalnim. Kod ovakvih tokova, geometrija i početni i granični uvjeti mogu biti takvi da nema značajnih promjena varijabli toka u jednom pravcu. U takvim okolnostima zavisne varijable mogu biti izražene kao funkcije samo x i y koordinata i vremena:

$$\begin{aligned} v_x &= v_x(x,y,t), & v_y &= v_y(x,y,t) \\ p &= p(x,y,t), & T &= T(x,y,t), \text{ itd.} \end{aligned} \quad (5.15)$$

gdje je komponenta brzine v_z svuda jednaka nuli, i ona se ne izračunava.

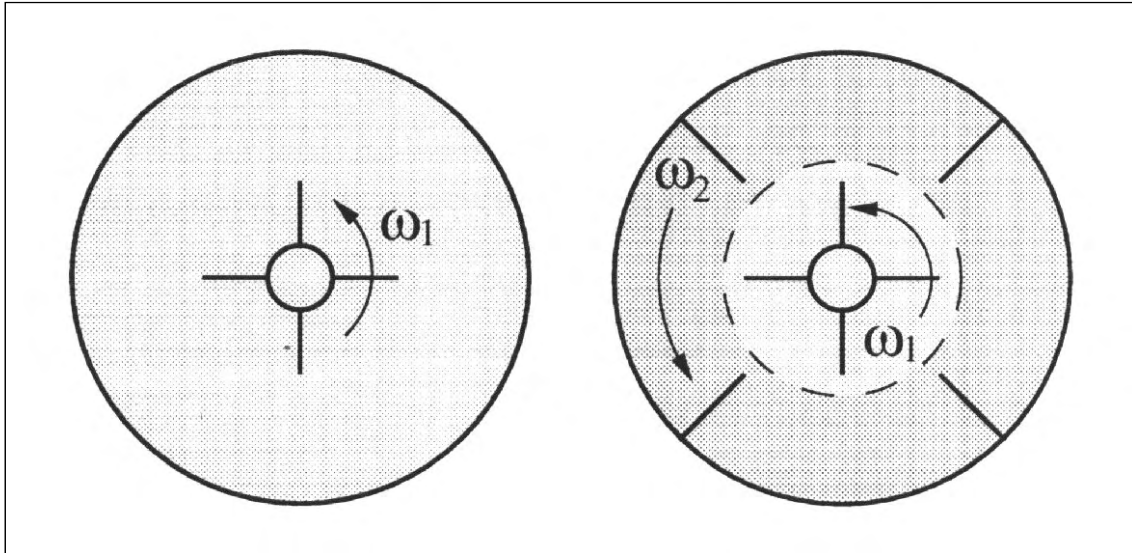
Kod rješavanja inženjerskih problema razvoja automobilskih turbopumpi, prikazanih u ovoj monografiji, za ravninske analize toka kroz radijalno radno kolo pomenutih turbopumpi s cilindričnim kružno-lučnim lopaticama, primijenjen je i algoritam programa Comet, namijenjen posebno za analize ovog tipa.

b) Rotiranje koordinatnih sistema

Multiple Reference Frame – MRF postupak

Ovdje se radi o situacijama kada tranzientni problem u jednom koordinatnom sistemu može postati stacionaran u drugom. Tipični primjeri su tokovi u uređajima i sistemima s rotirajućim radnim elementima, kao što su mikseri, turbomašine (pumpe, turbine, ventilatori,...) itd. Ovo su slučajevi koji, kada računamo u fiksnom koordinatnom sistemu, zahtijevaju tranzientne proračune s pokretnom mrežom (i često klizeći interfejs). Međutim, ako je upotrijebljen jedan ili više koordinatnih sistema, pri čemu svaki rotira s konstantnom ugaonom brzinom, problem se može posmatrati kao stacionaran. Nekada je jedan rotirajući koordinatni sistem dovoljan, na primjer kod toka u posudi za miješanje, na slici 5.2 lijevo. Najčešće jedan rotirajući koordinatni sistem nije dovoljan, na primjer kod posude za miješanje sa žljebovima (slika 5.2 desno), kod višestepenih turbina ili kompresora itd. U takvim slučajevima, Comet omogućava upotrebu višestrukih rotirajućih koordinatnih sistema, u kojima se različiti subdomeni računaju u koordinatnim sistemima koji rotiraju s različitim ugaonim brzinama, u općenito različitim osama rotacije.

Mada približan, ovaj prilaz ublažava potrebu za tranzientnim izračunavanjima s pokretnom mrežom. Metod postaje tačan ako je tok na interfejsu između subdomena simetričan oko zajedničke ose rotacije.



Sl. 5.2 Primjeri mogućnosti primjene rotiranja koordinatnih sistema

5.2 Numerička metoda

U prethodnom dijelu ovog poglavlja dat je opći oblik matematskog modela za rješavanje problema toka u uređajima i sistemima s rotirajućim radnim elementima (na primjer u turbopumpama) i naponsko-deformacionog stanja čvrstih dijelova ovih uređaja i sistema. U nastavku je opisan metod konačnih volumena (MKV) za numeričko rješavanje navedenih transportnih jednačina u prostornim domenima proizvoljnog oblika. Pokazani su principi diskretizacije svakog člana opće transportne jednačine, kao i rezultat diskretizacije svakog od ovih članova. Takođe, opisan je i postupak formiranja sistema algebarskih jednačina, koji slijedi iz pokazanog postupka diskretizacije. Potom je dat opis algoritma za povezivanje jednačina momenta i kontinuiteta. Na kraju, dat je algoritam za rješavanje dobivenog sistema algebarskih jednačina.

5.2.1 Opći oblik transportne jednačine

Unosom konstitutivne relacije (5.7) u jednačinu momenta (5.2), zajedno s jednačinom kontinuiteta (5.1) dobije se zatvoren sistem jednačina, kojeg u općem slučaju čine dvije jednačine s dvije nepoznate (\mathbf{v} i p), funkcije prostornih koordinata, i za nestacionarne slučajeve funkcije vremena. U slučajevima kada su kod razmatranog toka prisutne pomične granične površine, mora biti zadovoljena i jednačina održanja prostora (5.3). Ovako zatvoren sistem jednačina predstavlja matematski model za analizu tečenja radnog fluida u uređajima i sistemima s rotirajućim radnim elementima (na primjer u turbopumpama).

S druge strane, unosom konstitutivne relacije (5.9) u jednačinu momenta (5.2), dobije se zatvoren sistem jednačina s dvije nepoznate (\mathbf{u} i \mathbf{T}), funkcije prostornih koordinata i vremena, kojima se opisuje ponašanje solida.

Simultano rješavanje toka kroz uređaje i sisteme s rotirajućim radnim elementima (na primjer kroz turbopumpe) i interakcije fluida i čvrstih dijelova pumpe, podrazumijeva dakle određivanje veličina \mathbf{v} , p , \mathbf{u} i \mathbf{T} rješavanjem jednačina (5.1) i (5.2). Kod nestacionarnih proračuna, dodatno mora biti zadovoljena i jednačina (5.3)

Ranije navedene osnovne jednačine, koje su matematska osnova za probleme rješavane u ovoj monografiji, uz uvođenje nedostajućih osnovnih jednačina, kojim se generalizira pristup, daje skup jednačina bilansa. Sve ove jednačine (osim jednačine kontinuiteta) mogu se pogodno napisati u formi slijedeće generalne jednačine transporta:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho B_\phi dV + \int_S \rho \phi (\mathbf{v} - \mathbf{v}_s) \cdot d\mathbf{s} = \int_S \Gamma_\phi \text{grad } \phi \cdot d\mathbf{s} + \int_S \mathbf{q}_{\phi S} \cdot d\mathbf{s} + \int_V q_{\phi V} dV, \quad (5.16)$$

Ovdje ϕ stoji za transportovane osobine, tj. za Cartesianove komponente vektora pomjeranja u solidima u_i , Cartesianove komponente vektora brzine u fluidima v_i , toplotnu energiju e , itd. Značenje entitetâ B_ϕ , Γ_ϕ , te članova $\mathbf{q}_{\phi S}$ i $q_{\phi V}$, za generalan pristup problemima, može se vidjeti detaljno u [1]. Navedena jednačina se uvodi s ciljem pojednostavljenja prezentacije postupka diskretizacije jednačina, kao i algoritma njihovog rješavanja.

5.2.2 Principi diskretizacije

Sve numeričke metode, pa i metod konačnih volumena, uključuju transformaciju matematskog modela u sistem algebarskih jednačina. Da bi se to postiglo, mora se izvršiti diskretizacija prostora, vremena i jednačina.

Diskretizacija prostora se vrši podjelom domena na mrežu s kontrolnim volumenima (KV), koji u općem slučaju imaju oblik poliedra (slika 5.3). Tačke proračuna su smještene u centrima KV. Opća jednačina (5.16) se integrira preko svakog kontrolnog volumena, što rezultira jednom algebarskom jednačinom za svaki od njih. Na navedenoj slici značenje upotrijebljenih oznaka je slijedeće: P_0 je centar posmatranog kontrolnog volumena, P_j su središta susjednih kontrolnih volumena, \mathbf{s}_j su vektori graničnih površina, \mathbf{r}_{P_0} je vektor položaja posmatranog KV.

Diskretizacija vremena se vrši podjelom posmatranog intervala vremena, u kojem se razmatrani proces dešava, na određeni broj podintervala, odnosno vremenskih koraka.

Diskretizacija jednačina podrazumijeva zamjenu pojedinih članova u općoj transportnoj jednačini odgovarajućim algebarskim izrazima, koji povezuju vrijednosti zavisnih varijabli u računskim tačkama.

Jednačina (5.16), napisana za kontrolni volumen na slici 5.3, dobija slijedeću formu:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho B_\phi dV + \sum_{j=1}^{n_f} \int_{S_j} \rho \phi (\mathbf{v} - \mathbf{v}_s) \cdot d\mathbf{s} = \sum_{j=1}^{n_f} \int_{S_j} \Gamma_\phi \text{grad } \phi \cdot d\mathbf{s} + \sum_{j=1}^{n_f} \int_{S_j} \mathbf{q}_{\phi S} \cdot d\mathbf{s} + \int_V q_{\phi V} dV .$$

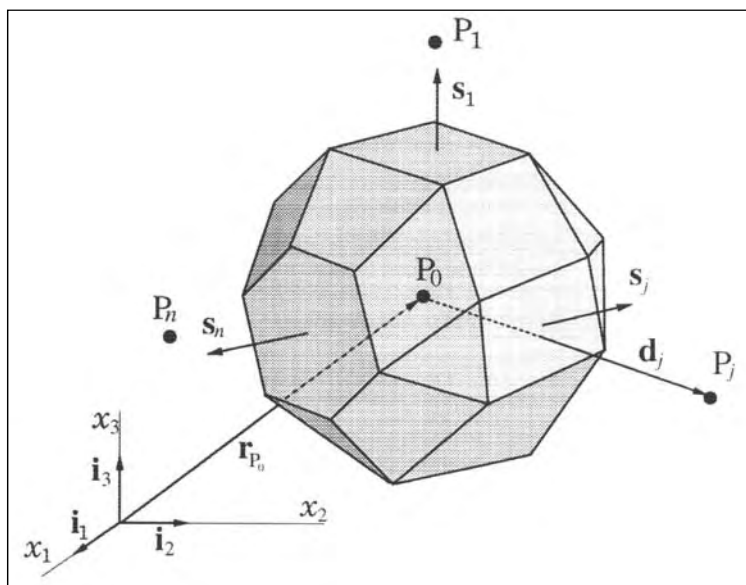
Vremenska promjena
Konvektivni član
Difuzioni član
(5.17)

Izvorni članovi

gdje je n_f broj stranica koja zatvaraju KV.

Jednačina (5.17) ima četiri odvojena dijela: vremenska promjena, konvekcija, difuzija i izvori. Ova jednačina je egzaktna, jer još uvijek nisu uvedene nikakve aproksimacije. Međutim, za rješavanje integrala u ovoj jednačini, moraju se realizovati slijedeći koraci:

- generiranje numeričke mreže i izračunavanje geometrijskih karakteristika potrebnih za izračunavanje površinskih i zapreminskih integrala;
- izbor kvadrature aproksimacija za površinske i zapreminske integrale;
- izbor interpolacionih funkcija za prostornu distribuciju varijabli;
- izbor aproksimacija numeričkog diferenciranja;
- izbor vremenske integracione šeme;
- nalaženje načina određivanja brzine površina \mathbf{v}_s .



Sl. 5.3 Kontrolni volumen kao poliedar i upotrijebljene oznake

a) Numerička mreža

Domen proračuna se dijeli u konačan broj kontrolnih volumena pomoću numeričke mreže, koja se kreira primjenom odgovarajućih namjenskih programa-generatora mreža u fazi pretprocesiranja. Kontrolni volumeni su definisani njihovim verteksima/čvorovima, koji su povezani pravim ivicama. Ivice definišu stranice kontrolnog volumena, koje formiraju zatvorenu KV površinu. Numeričko rješavanje integrala u jednačini (5.17) zahtijeva da su koordinate centara ćelije i stranicâ njene površine, vektori stranica površine i volumen ćelije poznati. Kada je mreža pokretna, potrebno je tokom proračuna ponovno izračunavanje podataka geometrije nakon svakog pomaka mreže.

Vektor površine

Komponente vektora površine se izračunavaju podjelom stranice ćelije na trouglove pomoću izraza:

$$\mathbf{s}_j = \frac{1}{2} \sum_{i=3}^{n_j^v} [(\mathbf{r}_{i-1} - \mathbf{r}_1) \times (\mathbf{r}_i - \mathbf{r}_1)] , \quad (5.18)$$

gdje je n_j^v broj verteksa na stranici ćelije j , a \mathbf{r}_i vektor položaja verteksa i .

Volumen ćelije

Volumen proizvoljnog kontrolnog volumena može se jednostavno izračunati primjenom Gaussove teoreme:

$$\int_V \operatorname{div} \mathbf{r} \, dV = \int_S \mathbf{r} \cdot d\mathbf{s} \quad \Rightarrow \quad V_{P_0} = \frac{1}{3} \sum_{j=1}^{n_f} \mathbf{r}_j \cdot \mathbf{s}_j , \quad (5.19)$$

gdje je \mathbf{r}_j označava vektor položaja centra stranice ćelije j , a \mathbf{s}_j je vektor površine stranice ćelije.

Pokretna mreža

Kod inženjerskih problema se često pojavljuje situacija kod koje se dio granice domena podvrgnutog proračunu kreće relativno u odnosu na drugi. Tipični primjeri su simulacije procesa:

- u turbopumpama, kod kojih se radno kolo, odnosno rotirajući subdomen, vrti određenim brojem obrtaja n ;
- u sklopu klip-cilindar motora s unutrašnjim sagorijevanjem, ili
- u postupcima plastične prerade metala, kao što je na primjer postupak istosmjernog istiskivanja metala, gdje se mreža subdomena, koji obuhvata obrađivani metal, kreće i istovremeno deformiše. U ovom slučaju se proračun može realizovati sa ili bez deformacije mreže matrice alata za istiskivanje.

U ovim slučajevima se u proračun mora uključiti i pokretna mreža. Pri tome, zavisno od problema, površine koje tvore klizni interfejs i povezuju pokretnu i fiksnu mrežu, mogu biti cilindrične, konične, ili mogu biti dio lopte. Ovdje kod primijenjenog numeričkog programa postoji i jedno ograničenje, koje ne dozvoljava da se u pomenutim površinama kliznog interfejsa pojavljuju praznine.

Kod tranzientnih numeričkih proračuna se na početku svakog novog vremenskog koraka mreža mora adaptirati u skladu s promjenom geometrije domena izračunavanja. Na osnovu informacija o tome kako se mijenja geometrija u toku vremena, definiše se nova mreža adaptiranjem postojeće mreže iz prethodnog koraka. Kod [uređaja i sistema s rotirajućim radnim lemenetima](#) je situacija u ovom smislu nešto povoljnija, jer se zbog manjih deformacija radnih elemenata u većini proračuna može uzeti da mreža tokom vremena samo rotira, a ne deformiše se.

Općenito se redefinicija mreže na početku svakog novog vremenskog koraka realizuje uobičajeno u dva koraka:

- verteksi koje obuhvata dio domena koji se kreće se repositioniraju. Ovo je situacija kakva se ima kod modela turbopumpi, kod kojih se verteksi obuhvaćeni radnim kolom zakreću oko ose rotacije kola za određeni ugao (o uglu rotacije biće govora nešto kasnije);
- u slučaju da je mreža u prethodnom koraku pretrpila prevelik stepen deformacije, tada je preporučljivo "dotjerati" mrežu unutar domena proračuna, s ciljem da se sačuva njen integritet i zadovoljavajući kvalitet (prema parametrima kvaliteta ćelija u [1]). Pri tome treba imati na umu da se broj ćelija i indeksi ćelija ne smiju mijenjati.

Redefinicija ćelija se vrši tokom proračuna upotrebom naredbi za manipulacije s verteksima, ili u složenijim situacijama pisanjem korisničkog programa kojim se na početku svakog novog koraka izračunava nova pozicija verteksa i realizuje njihovo pomjeranje. Lista naredbi kojima se upravlja s pomjeranjem mreže, kod primijenjenog numeričkog programa Comet upisuje se u fajl s prethodno izabranim imenom slučaja proračuna i s predefinisanim ekstenzijom. U ovoj monografiji se kod realizacije tranzientnih proračuna modelâ turbopumpi, pomjeranje mreža, u skladu s izabranim brojem obrtaja radnog kola, realizovalo uvijek na drugi od dva pomenuta načina, primjenom odgovarajućeg korisničkog programa.

Kod primijenjenog numeričkog programa, oblik ćelije i njena pozicija su definisani preko pozicije njenih verteksa, koji konstituišu ćeliju. To znači da je za pomjeranje mreže dovoljno pomjeranje njenih verteksa.

Kod rješavanja problema s pokretnim dijelovima subdomena, kod kojih je brzina $v_s \neq 0$, kakav je slučaj i s radnim kolom turbopumpi, ostalim osnovnim jednačinama dodaje se i jednačina održanja prostora (5.3), koja povezuje brzinu promjene zapremine V s brzinom površine v_s .

U toku pomjeranja mreže, stranice granične površine kontrolnih volumena se kreću, pri čemu je njihov položaj poznat u svakom trenutku, ili se izračunava iz poznatog zakona kretanja pokretnog subdomena (kod turbopumpi je to rotirajući subdomen). Pomenuta jednačina (5.3) se aproksimira na slijedeći način:

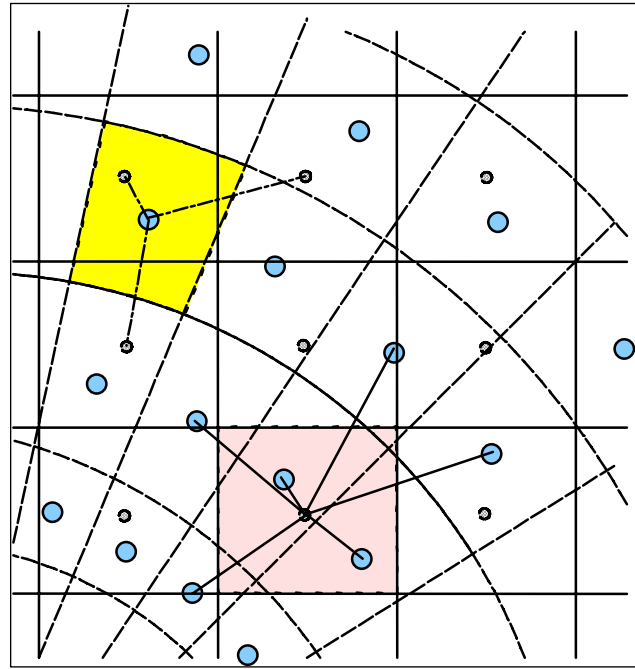
$$\sum_{j=1}^n \int_{A_j} \mathbf{v}_s \cdot d\mathbf{s} = \frac{V_{P_0}^i - V_{P_0}^{i-1}}{t_i - t_{i-1}} \quad (5.20)$$

Razlike volumena je moguće jednostavno izračunati iz koordinata verteksa, koje su poznate u svakom vremenskom trenutku.

Na slici (5.4) je dat generalni prikaz mreža dva subdomena, od kojih se jedan kreće relativno u odnosu na drugi. Subdomeni su diskretizirani odvojeno jedan od drugog, s različitim topologijama na interfejsu dviju mreža, tako da se stranice ćelija na ovom interfejsu ne poklapaju. Zbog toga je potrebno izvršiti povezivanje svake ćelije, odnosno njene stranice na jednoj strani interfejsa, sa susjednim kontrolnim volumenima na drugoj strani, za svaki vremenski korak, te ponovo odrediti susjede svakom kontrolnom volumenu.

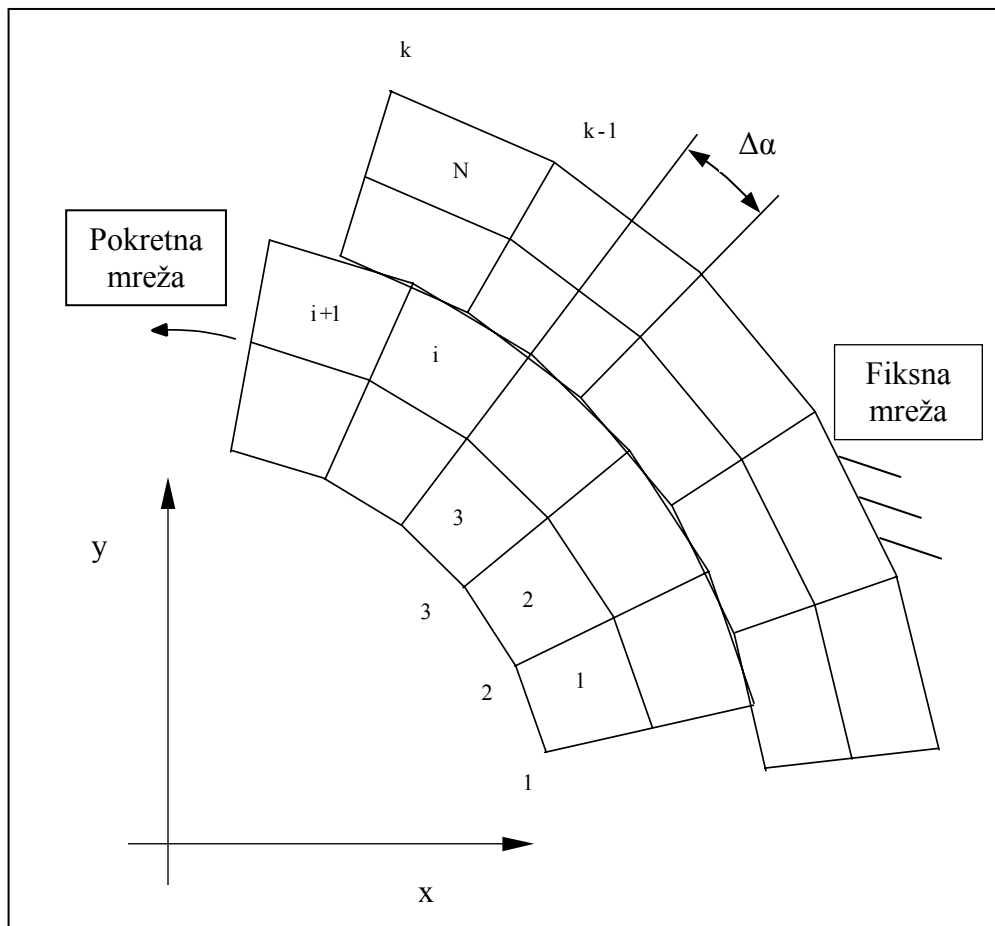
U praktičnoj realizaciji proračuna modela turbopumpi s pokretnom, odnosno rotirajućom mrežom, zbog ugrađenog matematskog aparata u numerički program, mora se voditi računa o nekoliko važnih elemenata, bez kojih proračun neće biti uspješno realizovan. Kazano u vidu preporuka, kod primjene kliznih interfejsa s cilindričnim i koničnim dodirnim površinama, to bi bilo slijedeće:

- poželjno je da mreža s obe strane kliznog interfejsa bude što finija, da bi imali što manje odstupanje od stvarnih cilindričnih, odnosno koničnih površina, koje se u numeričkom modelu simuliraju (kako je to pokazano na slici 5.5), čime se postiže bliža aproksimacija stvarnih volumena (na primjer radnog fluida u međulopatičnim kanalima i spirali turbopumpe);
- topologije stranica ćelija s dviju strana kliznog interfejsa se ne moraju poklapati, ali je potrebno da stranice ćelija s obe strane interfejsa budu približno iste i ujednačene veličine, da bi ćelije na "dolaznoj" strani interfejsa imale što manje susjednih ćelija na "odlaznoj" strani (slika 5.5), čime se postiže veća tačnost kod prenosa vrijednosti varijabli;
- u slučaju neujednačenih veličina ćelija na stranama interfejsa, kada je na primjer neka ćelija na jednoj strani u vezi s više od dvije ćelije na drugoj strani, dobiva se već pomenuta neodgovarajuća simulacija volumena analiziranog domena. Ova greška se unosi kontinuirano tokom rotacije radnog kola i nakon određenog broja obrtaja kao rezultat se dobije pogrešna slika strujanja u modelu pumpe;
- veličina koraka je najvažniji faktor kod tranzientnih analiza s pokretnom mrežom i sa stanovišta prenosnih proračunavanja najbolje je (ako to program prihvata) da zakretni ugao $\Delta\alpha$ (slika 5.5) bude tako izabran da se nakon jednog vremenskog koraka stranice ćelija na obe strane interfejsa i njihovi verteksi poklope. Preduvjet za ovo je da su topologije mreža s obe strane interfejsa identične. Ukoliko proračun ne "prođe", korak treba smanjivati njegovim postupnim upolovljavanjem, sve dok proračun ne bude uspješan. U ovom slučaju se dobiva situacija kao na slici 5.5, kada nastaje preklapanje ćelija (u mjeri koja ovisi o stepenu ufinjenosti mreže na interfejsu), zbog koje se pri prenosu vrijednosti varijabli s jedne na drugu stranu unosi određena greška. Greška nastaje zbog toga što su stranice ćelija kod MKV ravne i što se potrebni geometrijski parametri kod prenosnih proračunavanja baziraju na koordinatama verteksa, tako da se procentualni udjeli vrijednosti neke varijable, koji se predaju ćelijama susjedima posmatrane ćelije, ne mogu izračunati bez određene greške. Situacija je još nepovoljnija kod konusnih interfejsa, gdje se zbog sličnih preklapanja kao na slici 5.5, na obodnim ivicama konusa pojavljuju još i gubici na malim djelićima stranica ćelija, koji ostaju "nepreklopljeni".



Sl. 5.4 Određivanje susjeda kontrolnih volumena na spoju dvije mreže, radi prenosnih preračunavanja

Kod kreiranja modelâ za numeričke analize radnih procesa u turbopumpama, formiraju su dva klizna interfejsa. Prvi na ulazu u radno kolo, s koničnim kliznim površinama koje se poklapaju s odgovarajućom površinom "povučenom" kroz ulazne ivice lopatica kola (slika 11.60 i 11.61). Drugi interfejs se formira na dodiru radnog kola i spirale (slika 11.88 i 11.90) i u ovom slučaju su površine interfejsa cilindrične, kao u slučaju mreže prikazane na slici 5.5. U jedanaestom odjeljku, u kome su prikazani rezultati numeričkih analiza radnih procesa u turbopumpama, na odgovarajućim mjestima su date detaljne informacije o formiranju odgovarajućih kliznih interfejsa.



Sl. 5.5 Mreža rotirajućeg subdomena u relativnom kretanju u odnosu na fiksnu mrežu

b) Izračunavanje integrala

Površinski i zapreminski integrali u jednačini (5.17) se izračunavaju primjenom neke od kvadraturnih aproksimacija. Uključena su dva nivoa ovih aproksimacija:

- integral se izražava kao funkcija integrirane veličine na jednoj ili više lokacija unutar domena integriranja i
- ove veličine se izražavaju preko vrijednosti u tačkama izračunavanja (KV centri) u postupku dobivanja sistema algebarskih jednačina.

Najjednostavnija aproksimacija drugog reda je kvadraturno pravilo središnje tačke i ono je primijenjeno u programskom paketu Comet. Integral se aproksimira proizvodom integrirane veličine u centru domena integriranja i površine, ili volumena domena:

$$\int_{S_j} \mathbf{f} \cdot d\mathbf{s} \approx \mathbf{f}_j \cdot \mathbf{s}_j \quad , \quad \int_V f dV \approx f_{P_0} V_{P_0} \quad , \quad (5.21)$$

gdje su \mathbf{f} i f odgovarajući proizvoljni vektor i skalar, f_{P_0} vrijednost funkcije f u centru ćelije P_0 , a V_{P_0} je zapremina ćelije.

c) Prostorna preračunavanja

Vrijednosti zavisnih varijabli i osobina fluida/solida su dostupne u tačkama izračunavanja, koje leže u centrima ćelija. Međutim, često su ove vrijednosti potrebne i na drugim lokacijama koje nisu centri ćelija, pa je potrebno primijeniti interpolaciju. U programu Comet primijenjena je najjednostavnija aproksimacija drugog reda, pod nazivom linearna distribucija:

$$\psi(\mathbf{r}) = \psi_{P_0} + (\text{grad } \psi)_{P_0} \cdot (\mathbf{r} - \mathbf{r}_{P_0}) \quad (5.22)$$

gdje ψ može biti zavisna varijabla ϕ , fizikalna osobina kontinuuma ili gradijent zavisne varijable ϕ ; \mathbf{r}_{P_0} je vektor položaja KV centra P_0 .

Vrijednosti na stranicama površine ćelije

Kod izračunavanja površinskih integrala, potrebne su vrijednosti varijabli u centrima stranica ćelije. Pošto izraz (5.22) može dati drugačiju vrijednost u centru stranice ćelije, kada se primijeni na njenoj drugoj strani, za izračunavanje ovih vrijednosti koristi se jedinstven simetričan izraz:

$$\psi_j = \frac{1}{2}(\psi_{P_0} + \psi_{P_j}) + \frac{1}{2} \left[(\text{grad} \psi)_{P_0} \cdot (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_{P_0}) + (\text{grad} \psi)_{P_j} \cdot (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_{P_j}) \right] \quad (5.23)$$

gdje je \mathbf{r}_j vektor položaja centra stranice, a P_j označava centar susjednog KV (slika 5.3). Prvi član na desnoj strani daje vrijednost na sredini linije koja spaja centre ćelija P_0 i P_j . Drugi član obezbjeđuje korekciju koja uzima u obzir činjenicu da se može desiti da centar stranice ćelije ne leži na liniji koja povezuje centre ćelija, ili ne leži na sredini ove linije.

Izračunavanje gradijenata

Osim vrijednosti varijabli u centrima ćelija i njenih stranica, potrebni su i gradijenti varijabli u ovim tačkama. U programu Comet, na raspolaganju su dva metoda za izračunavanje gradijenata: Gaussova teorema i metod najmanjih kvadrata. Kod proračuna realizovanih u ovom radu, primjenom pomenutog programa, za izračunavanje gradijenata koristila se druga mogućnost.

Nepoznati gradijent vektor $(\text{grad } \psi)_{P_0}$ u izrazu (5.22) može se izračunati fitovanjem linearne funkcije za set poznatih tačaka, koje se obično sastoje od najbližih susjednih tačaka tačke P_0 , tj. putem rješavanja slijedećeg sistema jednačina:

$$\mathbf{d}_j \cdot (\text{grad } \psi)_{P_0} = \psi_{P_j} - \psi_{P_0} \quad (j = 1, \dots, n) \quad (5.24)$$

gdje je $\mathbf{d}_j = \mathbf{r}_{P_j} - \mathbf{r}_{P_0}$ vektor koji povezuje tačku P_0 s njenom susjednom tačkom P_j (slika 5.3). Za rješavanje ovog predefinisanih sistema jednačina koristi se metod najmanjih kvadrata, što rezultuje slijedećom jednačinom:

$$D (\text{grad } \psi)_{P_0} = \mathbf{f}, \quad \text{tj.} \quad (\text{grad } \psi)_{P_0} = D^{-1} \mathbf{f} \quad (5.25)$$

gdje su:

$$D = \sum_{j=1}^{n_f} \mathbf{d}_j^T \mathbf{d}_j \quad \text{i} \quad \mathbf{f} = \sum_{j=1}^{n_f} \mathbf{d}_j^T (\psi_{P_j} - \psi_{P_0}) \quad (5.26)$$

d) Integracija u vremenu

Jednačina (5.17) može biti prevedena u slijedeću formu:

$$\frac{d\Psi}{dt} = F(\phi) , \quad (5.27)$$

gdje je

$$\Psi = \int_V \rho B_\phi dV \approx (\rho B_\phi)_{P_0} V_{P_0} \quad \text{i} \quad \phi = \phi(\mathbf{r}, t) . \quad (5.28)$$

Lijeva strana jednačine (5.27) može se tačno integrirati od t_{m-1} do $t_m = t_{m-1} + \delta t_m$, dok desna strana zahtijeva aproksimaciju srednje vrijednosti veličine F (koja uključuje konvektivne i difuzione flukseve i izvorne članove) u intervalu δt_m .

Eulerova implicitna šema

Eulerov implicitni metod se koristi tekućom vrijednošću za F , tj. veličina ψ u trenutku t_m se izračunava kao:

$$\psi^m = \psi^{m-1} + F^m \delta t_m , \quad (5.29)$$

gdje je $F^m = F(\phi^m)$, i $\phi^m = \phi(\mathbf{r}, t_m)$. EkspONENT m označava tekući vremenski korak, $m-1$ prethodni, a δt_m je veličina vremenskog koraka. Eulerova šema je aproksimacija prvog reda tačnosti. Konvektivni, difuzivni i izvorni članovi se evaluiraju na svakom novom vremenskom nivou.

e) Brzine na površinama

Zakon koji određuje pomjeranje granica domena izračunavanja (koje uzrokuje i kretanje unutrašnjih granica kontrolnog volumena) normalno je poznat, kao eksplicitna funkcija vremena (na primjer kod kretanja klipa kod klipne pumpe), ili kao deformacija solida (kod obrade metala plastičnom deformacijom). Vektor brzine na graničnim površinama \mathbf{v}_s , koji se pojavljuje u konvektivnom članu jednačine (5.17), dobiven je primjenom aproksimacije (koja osigurava punu konzervativnost), izvedene iz diskretiziranog zakona konzervacije prostora (jednačina 5.3). Zapreminski fluksevi kroz stranice ćelije se izračunavaju tačno iz lokacije stranica na uzastopnim vremenskim koracima. Kod implicitne Eulerove šeme, diskretizacija jednačine 5.3 vodi ka izrazu:

$$\frac{V_{P_0}^m - V_{P_0}^{m-1}}{\delta t_m} = \sum_{j=1}^{n_f} \int_{S_j} \mathbf{v}_s \cdot \mathbf{ds} = \sum_{j=1}^{n_f} \frac{\delta V_j^m}{\delta t_m} = \sum_{j=1}^{n_f} \dot{V}_j^m , \quad (5.30)$$

gdje su:

$$V_{P_0}^m, V_{P_0}^{m-1} \text{ i } V_{P_0}^{m-2}$$

volumeni ćelije P_0 u vremenskim trenucima: t_m , t_{m-1} i t_{m-2} , a δV_j^m i δV_j^{m-1} promjene volumena tokom vremenskih intervala $\delta t_m = t_m - t_{m-1}$ i $\delta t_{m-1} = t_{m-1} - t_{m-2}$. Na ovaj način volumenski fluks kroz stranice KV, zbog njihovog kretanja, može biti određen na konzervativan način bez eksplicitnog proračuna brzina na stranicama. Promjena volumena δV_j^m može biti jednostavno izračunata kada su poznate koordinate vrhova KV u svim vremenskim trenucima, primjenom Gaussove teoreme (5.19).

5.2.3 Formiranje sistema algebarskih jednačina

Primjenom prethodno izloženih principa, slijedi transformacija u algebarske izraze svakog od članova opće transportne jednačine (5.17).

a) Vremenska promjena

Nestacionarni (tranzientni) član u jednačini (5.17) u slučaju primjene Eulerove implicitne šeme, aproksimiran je izrazom:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho B_\phi dV \approx \frac{(\rho B_\phi V)_{P_0} - (\rho B_\phi V)_{P_0}^{m-1}}{\delta t_m} \quad (5.31)$$

b) Konvektivni fluksevi

Konvektivni fluks varijable ϕ kroz stranicu kontrolnog volumena j predstavlja brzinu kojom se ova varijabla transportuje u (ili iz) kontrolni volumen, kretanjem materijala relativno u odnosu na KV. Ovaj član je nelinearan i zahtijeva linearizaciju prije procesa rješavanja algebarskih jednačina. Za posmatranu stranicu j , konvektivni fluks se izračunava korištenjem jednostavnog Pickardovog iterativnog približenja:

$$C_j = \int_{S_j} \rho \phi (\mathbf{v} - \mathbf{v}_s) \cdot d\mathbf{s} \approx \dot{m}_j \phi_j^* \quad (5.32)$$

gdje je ϕ_j^* vrijednost zavisne varijable ϕ u centru stranice S_j , dok je m_j maseni fluks kroz površinu S_j , koji se dobije izrazom:

$$\dot{m}_j = \int_{S_j} \rho (\mathbf{v} - \mathbf{v}_s) \cdot d\mathbf{s} \approx \rho_j^* (\mathbf{v}_j^* \cdot \mathbf{s}_j - \dot{V}_j) \quad (5.33)$$

Šema centralnog diferenciranja (CD šema)

Kod ove šeme se vrijednost funkcije ϕ u centru stranice granične površine ćelije kontrolnog volumena aproksimira linearnom interpolacijom između tačaka računanja P i P_j primjenom izraza (5.23):

$$\phi_j^{CD} = \frac{1}{2}(\phi_{P_0} + \phi_{P_j}) + \frac{1}{2} \left[(\text{grad } \phi)_{P_0} \cdot (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_{P_0}) + (\text{grad } \phi)_{P_j} \cdot (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_{P_j}) \right] \quad (5.34)$$

Šema centralnog diferenciranja je najjednostavnija šema drugog reda tačnosti. U slučaju velikih promjena zavisne varijable ϕ i nedovoljno fine mreže, ova šema može dati neograničena rješenja i nefizikalne oscilacije, što predstavlja osnovni nedostatak ovog načina diferenciranja, koji mogu takođe izazvati negativan efekat (ili spriječiti) na konvergenciju numeričkog proračuna, ako je numerička mreža suviše gruba.

Šema uzvodnog diferenciranja (UD šema)

Vrijednost varijable ϕ_j na stranici granične površine KV se određuje putem slijedećeg izraza:

$$\begin{aligned} \phi_j^{UD} &= \phi_{P_0} + (\text{grad } \phi)_{P_0}^* \cdot (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_{P_0}) \quad , \quad \text{kada imamo tok iz } P_0 \text{ u } P_j \text{ , i} \\ \phi_j^{UD} &= \phi_{P_j} + (\text{grad } \phi)_{P_j}^* \cdot (\mathbf{r}_j - \mathbf{r}_{P_j}) \quad , \quad \text{kada imamo tok iz } P_j \text{ u } P_0. \end{aligned} \quad (5.35)$$

Ova šema je drugog reda tačnosti i može dati neograničena rješenja i nefizikalne oscilacije, slično kao centralna šema.

c) Difuzioni fluksevi

Difuzioni fluks D_j varijable ϕ kroz jednu stranicu j granične površine KV u jednačini (5.17) aproksimira se primjenom pravila centralne tačke za aproksimaciju površinskog integrala:

$$D_j = \int_{S_j} \Gamma_{\phi} \text{grad } \phi \cdot \mathbf{ds} \approx \Gamma_{\phi, j} (\text{grad } \phi)_j^* \cdot \mathbf{s}_j, \quad (5.36)$$

gdje je $\Gamma_{\phi, j}$ vrijednost difuzije u centru stranice granične površine KV, dobivene primjenom interpolacione formule (5.23).

d) Izvorni članovi

Površinski integral

Površinski integrali koji uključuju vektor $\mathbf{q}_{\phi S}$ izračunavaju se eksplicitno preko svake stranice KV upotrebom pravila centralne tačke (5.21) i u slučaju osnovnih konstitutivnih relacija ima se izraz slijedećeg oblika:

$$\begin{aligned} Q_{\phi S} &= \int_S \mathbf{q}_{\phi S} \cdot \mathbf{ds} \approx \\ &\approx \sum_{j=1}^{n_f} \left(\left[\mu_{\text{eff}} (\text{grad } \mathbf{v})^T - \left(\frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \text{div } \mathbf{v} + p \right) \mathbf{I} \right]_j \cdot \mathbf{i}_i \right) \cdot \mathbf{s}_j, \quad \text{za } \phi = v_i \\ &\approx \sum_{j=1}^{n_f} \left(\left[\eta (\text{grad } \mathbf{u})^T - (\lambda \text{div } \mathbf{u} - 3 K \alpha \Delta T) \mathbf{I} \right]_j \cdot \mathbf{i}_i \right) \cdot \mathbf{s}_j, \quad \text{za } \phi = u_i \\ &\approx 0, \quad \text{za } \phi = c_i, e, k, \varepsilon \end{aligned} \quad (5.37)$$

gdje su \mathbf{i}_i ($i = 1, 2, 3$) Cartesianovi jedinični vektori.

Zapreminski integral

Dio izvornog člana koji dolazi od zapreminskih sila integrira se primjenom pravila centralne tačke (prema izrazu 5.21):

$$Q_{\phi V} = \int_V q_{\phi V} dV \approx (q_{\phi V})_{P_0} V_{P_0}. \quad (5.38)$$

e) Rezultujući sistem algebarskih jednačina

Nakon kompletiranja svih članova koji figurišu u jednačini (5.17), dobije se jedna algebarska jednačina za svaki KV i svaku nepoznatu, koja povezuje vrijednost zavisne varijable ϕ u centru KV s njenim vrijednostima u centrima susjednih KV:

$$a_{\phi 0} \phi_{P_0} - \sum_{j=1}^{n_i} a_{\phi j} \phi_{P_j} = b_{\phi}, \quad (5.39)$$

gdje je n_i broj unutarnjih stranica ćelije koje okružuju ćeliju P_0 , dok član b_ϕ na desnoj strani sadrži izvorne članove, doprinose od graničnih stranica i od tranzientnog člana, i konvektivne i difuzivne flukseve, koji su iz razloga numeričke efikasnosti tretirani eksplicitno upotrebom naknadnih korekcionih postupaka [1].

f) Proračun pritiska

U prethodno opisanoj proceduri pritisak, koji se nalazi u izvornom članu jednačine momenta fluida, je ostao nepoznat. Problem je u činjenici da pritisak nije eksplicitno u jednačini kontinuiteta, koja zbog toga ne može biti posmatrana kao jednačina za pritisak, i ova jednačina za nekompresibilne tokove služi samo kao dodatni uslov u polju brzine. Ovaj uslov može biti zadovoljen samo podešavanjem polja pritiska. Međutim, pritisak nije konzervirana osobina i ne može imati svoju osnovnu transportnu jednačinu, tako da se morao naći način za izvođenje dodavanja pritiska. U isto vrijeme, izvorni član pritiska u jednačini momenta je izračunat primjenom centralne šeme drugog reda. Za izračunavanje polja pritiska i njegovo povezivanje s poljem brzine u programu Comet, koristilo se SIMPLE algoritmom [1].

5.2.4 Algoritam rješavanja diskretiziranih jednačina

Prethodno je pokazano da diskretizacija opće jednačine (5.17) rezultira algebarskom jednačinom (5.39) za svaku varijablu (komponente vektora brzine i pomjeranja, korekcija pritiska, energija, itd.). Razmatranjem ravnoteže svakog od N kontrolnih volumena pri integraciji transportne jednačine (5.17) u vremenskom koraku dt , te pisanjem jednačina oblika (5.39) za svaki KV, dobije se sistem nelinearnih spregnutih algebarskih jednačina. Zbog nelinearnosti, sistem dobivenih jednačina se mora rješavati primjenom iterativnih postupaka. Jednačine su spregnute, tj. u svakoj od njih se pojavljuje više od jedne nepoznate (čak i poslije linearizacije). Sprezanje bi se moglo uzeti u proračun izračunavanjem spregnutog sistema, ali se ovo rijetko radi zbog velikih zahtjeva kada su u pitanju resursi potrebni za pohranjivanje rezultata i potrebno računarsko vrijeme. Iz ovih razloga, u programu Comet je primijenjen algoritam razdvojenog rješavanja jednačina.

a) Algoritam razdvojenog rješavanja jednačina

Primjena algoritma razdvojenog rješavanja jednačina podrazumijeva da se jednačine (5.39) linearizuju i privremeno dekopluju, pretpostavljajući da su koeficijenti $a_{\phi j}$ i izvorni članovi b_ϕ poznati (izračunati upotrebom vrijednosti zavisne varijable iz prethodne iteracije, ili iz prethodnog vremenskog koraka kod nestacionarnih problema). Kao rezultat se dobiju podsistemi linearnih algebarskih jednačina za svaku zavisnu varijablu, koji se mogu zapisati u uobičajenoj matricnoj notaciji:

$$A_\phi \phi = \mathbf{b}_\phi . \quad (5.40)$$

Ovdje je A_ϕ jedna $N \times N$ matrica, vektor ϕ sadrži vrijednosti zavisne varijable ϕ u N čvornih tačaka (KV centri), a \mathbf{b}_ϕ je izvorni vektor.

Prethodno pomenuta matrica A_ϕ dobivena primjenom metoda diskretizacije, ima (za sve varijable) slijedeće poželjne osobine:

- rijetka je i njen broj nenultih elemenata u svakom redu jednak je broju najbližih susjeda posmatrane ćelije, plus jedan ($n_i + 1$);
- simetrična je u slučaju vektora pomjeranja i elastičnog materijala, za korekciju pritiska i za nekompresibilan tok;
- dijagonalno je dominantna, što sistem jednačina (5.40) čini lako rješivim primjenom različitih iterativnih metoda, koje zadržavaju rijetkost matrice, a što opet rezultuje malom potrebnom memorijom računara. U programu Comet, u slučaju kada je matrica simetrična, primijenjuje se metod konjugovanih gradijenata (CG) i CGSTAB metod kada je matrica nesimetrična, oba s nepotpunim Cholesky ili Jacobyjevimi preduslovom [1].

Podsistemi jednačina (5.40) se izračunavaju redom za svaku zavisnu varijablu, primjenom jednog od gore pomenutih solvera za rješavanje linearnih jednačina. Pošto su koeficijenti i izvori samo aproksimacije (bazirane na vrijednostima zavisnih varijabli u prethodnoj iteraciji/vremenskom koraku), to nema potrebe izračunavati jednačine (5.40) s malom tolerancijom, a reduciranje iznosa apsolutnih reziduala za jedan red veličine obično zadovoljava. Izračunavanje iteracija je nazvano unutrašnjim iteracijama.

Prethodno opisani postupak se ponavlja, tako što se ažuriraju koeficijenti matrice i izvorni članovi, sve dok se ne postigne željena tačnost (spoljašnje iteracije). Kriterij konvergencije predstavlja redukcija reziduala (ostataka) \mathbf{r}_ϕ :

$$\mathbf{r}_\phi = A_\phi \boldsymbol{\phi} - \mathbf{b}_\phi, \quad (5.41)$$

koja bude dostignuta nakon tri do četiri smanjenja njihovih polaznih veličina, što obično znači da se veličine varijabli neće mijenjati na tri do četiri značajne cifre.

Postupak razdvojenog rješavanja omogućava ponovno korištenje istog sadržaja za matricu A_ϕ i vektor \mathbf{b}_ϕ za sve zavisne varijable ϕ , što rezultira puno manjom potrebnom memorijom, nego što je slučaj kod alternativnog kuplovanog rješavanja.

U općem slučaju rješavanja problema interakcije fluid/solid, jednačine fluida i solida su kuplovane, i algoritam rješavanja je slijedeći:

1. Zadavanje inicijalnih vrijednosti zavisnih varijabli (u trenutku t_0);
2. Za slučaj primjene pokretne mreže, određivanje lokacija čvorova kontrolnog volumena (KV) u trenutku $t_m + \delta t_m$ i izračunavanje promjene volumena δV_j ;
3. Formiranje i rješavanje jednačine (5.40) za komponente brzine u fluidu, koristeći se trenutno dostupnim varijablama (pritisak, gustine, ...);
4. Formiranje i rješavanje jednačine (5.40) za korekciju pritiska i korištenje izračunatih vrijednosti za korekciju masenih flukseva, komponenata brzine, gustine i pritiska;
5. Formiranje i rješavanje jednačine (5.40) za turbulentnu kinetičku energiju k i njegovu brzinu disipacije ε , te dobivanje difuzionih koeficijenata turbulencije (samo u slučaju turbulentnog toka);
6. Formiranje i rješavanje jednačine (5.40) za komponente pomjeranja u solidima, koristeći se trenutno dostupnim vrijednostima za polje pritiska i tangencijalne sile na fluid/solid interfejsu;
7. Povratak na treći korak i ponavljanje procedure sve dok suma apsolutnih reziduala za sve jednačine ne padne na propisanu vrijednost:

$$\sum_{i=1}^N \left| a_{\phi_0} \phi_{P_0} - \sum_{j=1}^{n_i} a_{\phi_j} \phi_{P_j} - b_\phi \right| \triangleleft p \sum_{i=1}^N \left| a_{\phi_0} \phi_{P_0} \right|, \quad (5.42)$$

i

$$\left| \phi_i^{k+1} - \phi_i^k \right| \triangleleft q \left| \phi_i^k \right| \quad (i = 1, 2, \dots, N). \quad (5.42)$$

gdje su p i q obično reda veličine 10^{-3} , dok eksponenti k i $k+1$ označavaju vrijednosti u dvije susjedne iteracije. Koraci od trećeg do devetog koraka čine jednu vanjsku iteraciju.

8. Porast vremena za δ_{tm} i vraćanje na drugi korak, te ponavljanje procedure dok se ne dostigne zadani broj vremenskih koraka.

b) Podrelaksacija

U procesu rješavanja sistema linearnih jednačina mogu se pojaviti problemi s konvergencijom. S ciljem stabilizacije iterativnog procesa i poboljšanja konvergencije, nastoje se smanjiti promjene zavisne varijable od jedne do druge iteracije. U tu svrhu se primjenjuje postupak podrelaksacije, koji se provodi (izuzev kod jednačine za korekciju pritiska) zamjenom matrice koeficijenata A_ϕ i vektora slobodnih članova \mathbf{b}_ϕ u jednačini (5.40) novom matricom, odnosno vektorom, kako slijedi:

$$A_\phi \Rightarrow A_\phi + \frac{1 - \beta_\phi}{\beta_\phi} D_\phi \quad \text{i} \quad \mathbf{b}_\phi \Rightarrow \mathbf{b}_\phi + \frac{1 - \beta_\phi}{\beta_\phi} D_\phi \phi^{k-1}. \quad (5.43)$$

gdje je β_ϕ podrelaksacioni faktor koji uzima vrijednosti između 0 i 1 (obično oko 0,8 za fluide i 0,9 za solide), D_ϕ je dijagonalna matrica koja sadrži dijagonalne elemente matrice A_ϕ , a ϕ^{k-1} je vektor zavisne varijable iz prethodne iteracije/vremenskog koraka. Na ovaj način se pojačava dijagonalna dominantnost linearizovanih jednačina, što poboljšava brzinu konvergencije većine iterativnih solvera za rješavanje sistema linearnih jednačina. Podrelaksacija ne utiče na konačno rješenje.

5.3 Izračunavanje radnih karakteristika turbopumpi

Kod proračuna numeričkih modela turbopumpi postoji mogućnost izračunavanja i njihovih radnih karakteristika, kao što su: protok, momenat na lopaticama radnog kola itd. Na gotovo identičan način kako je to u nastavku prikazano za turbopumpe, izračunavaju se radne karakteristike i drugih uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima.

5.3.1 Protok turbopumpe

Granična površina na izlazu iz turbopumpe je podijeljena generiranom mrežom analiziranog domena. Na svakoj stranici ćelija koje leže na ovoj graničnoj površini može se izračunati protok tokom proračuna, a ukupan protok turbopumpe čini suma protoka svih odgovarajućih pojedinačnih stranica ćelija numeričke mreže:

$$Q = \sum_{i=1}^n A_i v_i \quad (5.44)$$

gdje je n broj stranica ćelija, koje tvore izlaznu površinu modela turbopumpe, A_i su površine ovih stranica, v_i su brzine toka na istim stranicama, okomite na izlaznu površinu.

5.3.2 Momenat na lopaticama radnog kola turbopumpe

Momenat na lopaticama radnog kola turbopumpe, u odnosu na osu rotacije kola, određuje se pomoću izračunatog pritiska na stranicama kontrolnih volumena, koje leže na površinama lopatica, primjenom izraza:

$$M_z = \sum_{i=1}^n (p_i A_{xi} y_i - p_i A_{yi} x_i) , \quad (5.45)$$

gdje je p_i pritisak na stranici i kontrolnog volumena, A_x/A_y je komponenta vektora površine posmatrane stranice KV u pravcu x /y ose, a x_i i y_i su koordinate centra ove stranice KV.

5.3.3 Stepen iskorištenja turbopumpe

Pri toku radnog fluida kroz pumpu prisutni su i gubici energije. Stepenn iskorištenja se definiše kao odnos između korisne (efektivne) snage turbopumpe i snage na njenom vratilu (konzumirana snaga). Snaga na vratilu N_v određuje se pomoću momenta M_z (u odnosu na osu vrtnje) i ugaone brzine radnog kola ω_z :

$$N_v = M_z \omega_z , \quad (5.46)$$

Korisna snaga je manja od snage na vratilu pumpe za iznos različitih gubitaka. U slučaju da se na ulazu i izlazu modela turbopumpe zadaje pritisak, ili se se kod drugačijih graničnih uvjeta izračunavaju nivoi pritiska na ovim mjestima, tada se na osnovu veličine općeg napora Δp i izračunatog protoka Q određuje korisna snaga pumpe:

$$N_k = Q \Delta p \quad (5.47)$$

Konačno je ukupni (opći) stepen iskorištenja pumpe jednak:

$$\eta = \frac{Q \Delta p}{M_z \omega} \quad (5.48)$$

Pri tome nisu uzeti u obzir zapreminski gubici pumpe usljed procurivanja. Isti se mogu ukalkulisati množenjem gore dobivenog stepena iskorištenja s koeficijentom zapreminskih gubitaka pumpe η_Q (u nekim izvorima označen kao η), koji se može uzeti iz referentne literature (na primjer [3]).

Iz izraza za opći napor $\Delta p = \rho g H$, može se izračunati i napor H turbopumpe, gdje je ρ gustina radnog fluida, a g gravitaciono ubrzanje.

Literatura

1. *Comet User Manuel and Tutorials*, Version 2.000, ICCM Institute of Computational Continuum Mechanics GmbH, Hamburg, 2000.
2. I. Demirdžić i S Muzaferija, *Uvod u Numeričku Mehaniku Fluida*, Mašinski fakultet Univerziteta u Sarajevu, Sarajevo, 1997.
3. W. Bohl, *Strömungsmaschinen*, 2. Teil, Berechnung und Konstruktion, 4. Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg, 1991.

6. Engineering Fluid Dynamics – EFD koncept

Računarska dinamika fluida (Computer Fluid Dynamics - CFD) dugo je imala reputaciju da je njena primjena u sklopu procesa razvoja proizvoda previše teška, spora i skupa. Takva reputacija je zaslužena prije više od petnaest godina. Generalno, razlozi koji su u prošlosti doveli do slabije upotrebe CFD alata u procesu razvoja novih i poboljšanju postojećih proizvoda, mogu se svesti na to da su CFD analize:

- bile previše složene da bi se mogle koristiti u procesu razvoja proizvoda,
- da su oduzimale puno vremena, te
- da su bile preskupe da bi ih koristili "obični" inženjeri. Pored toga, 3D CAD model se nije mogao direktno koristiti za CFD analize. U prilog CFD analizama nije išlo ni tadašnje mišljenje da razvoj većine proizvoda ne zahtijeva upotrebu CFD analiza.

Iako se CFD promijenio tokom proteklog desetljeća i postao puno lakši, brži i jeftiniji za upotrebu, ipak su ostale predrasude koje stoje na putu veće primjene CFD simulacija u ranim fazama razvoja proizvoda. Te pogrešne predstave možda mogu objasniti zašto samo oko 3 % inženjera diljem svijeta, koji se bave mehaničkim dizajnom, koriste CFD za simulaciju strujanja fluida unutar i oko njihovih proizvoda [1].

Engineering Fluid Dynamics – EFD koncept inženjerske dinamike fluida predstavlja novu generaciju analiza strujanja i prenosa toplote (od 1999. godine). EFD koncept je doveo do toga da su po prvi put simulacije postale sastavni dio procesa inženjerskog dizajna i virtualnih analiza kojima se predviđa stvarno ponašanje novih proizvoda, u svim fazama, a posebno u ranim fazama razvojno-konstruktivnog procesa. EFD pomaže inženjerima da dođu do potrebnih odgovora ranije, brže, jeftinije i sigurnije u odnosu na bilo koje druge inženjerske metode.

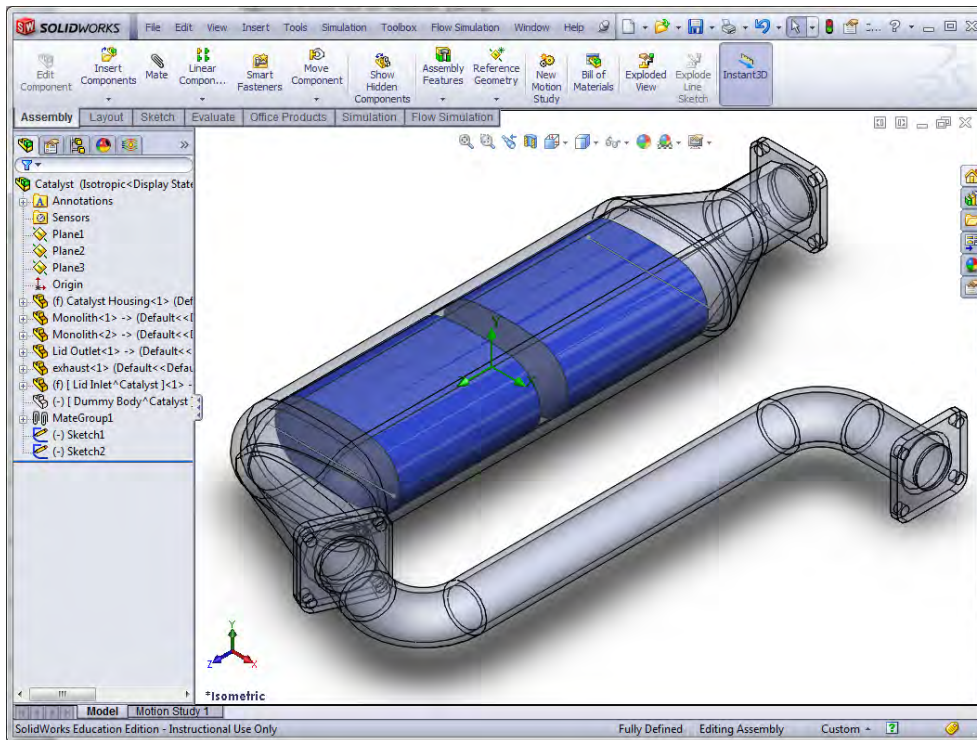
Primjenom EFD koncepta inženjeri su dobili integraciju CAD sistema i softvera za simulacije sa snažnim i konkretnim generatorom mreža. EFD programi automatski prepoznaju da li se radi o unutrašnjim ili vanjskim strujanjima, te prepoznaju čvrste dijelove modela, izrađene od različitih materijala, ukoliko se radi o proračunima u kojima je uključen i prenos toplote. Nakon toga, upotrebom *Rectangular Adaptive Mesh - RAM* tehnologije za generiranje mreža, ovi programi automatski generiraju mreže s elementima u obliku heksaedara za cijeli domen proračuna, pri čemu se gustoća mreže automatski prilagođava u geometrijski i fizički kritičnim područjima.

6.1 Prednosti EFD koncepta

U posljednjih petnaestak godina, implementacijom EFD koncepta pojavila se nova generacija CFD softvera, kojom se posebna pažnja posvetila otklanjanju gore navedenih razloga slabije upotrebe CFD softvera. Pomenuti problemi su uspješno riješeni i otklonjeni, te se došlo do toga da se novi softveri i tehnologije, razvijeni na primjeni EFD koncepta, sada mogu smatrati kvalitetnijim i efikasnijim u odnosu na druge metode koje se koriste u procesima razvoja proizvoda.

6.1.1 Novi CFD softveri zahtijevaju manje specijaliziranih vještina

Prema rezultatima istraživanja, provedenim među inženjerima koji se bave dizajnom i razvojem proizvoda, njih čak 58 % smatra da većina inženjera nemaju potrebnu stručnost i znanje za upotrebu CFD alata [1].



Sl. 6.1 U okruženju po EFD konceptu, inženjer je sada u mogućnosti da usmjeri svoje vrijeme i pažnju na optimiziranje performansi proizvoda

Razlog za ovakvo mišljenje uglavnom leži u tome što su CFD kodovi od prije petnaestak godina zahtijevali od inženjera-korisnika ovih softvera potpuno razumijevanje numeričkih aspekata dinamike fluida u svrhu dobivanja tačnih rezultata. Tako su korisnici morali znati kako da prevedu svoje CAD modele u CFD okruženje, kako da 3D model proizvoda "obrnú" i kreiraju model praznog prostora koji ispunjava fluid, kako da kreiraju kvalitetnu mrežu sa zahtijevanim karakteristikama, odrede granične uvjete, izaberu odgovarajuće matematičke modele i algoritme izračunavanja, izaberu postavke solvera da bi obezbijedili konvergenciju, te da kvalitetno obave i druge zadatke iz ovog domena. To je sve dovelo do toga da su CFD alati zahtijevali visok nivo znanja i posebnih računarskih vještina, te se nisu mogli u punom kapacitetu koristiti kao sastavni dio procesa razvoja proizvoda.

Novi softveri posjeduju sofisticirane automatske kontrolne funkcije koje osiguravaju konvergenciju kod skoro svake upotrebe aplikacije, bez potrebe dodatnog ručnog podešavanja. S ovog aspekta je među raspoloživim funkcijama možda najvažnija ona koja kontroliše kvalitet mreže i na taj način eliminiše glavni razlog pojave divergencije.

Uvedenim poboljšanjima postiglo se da su sada bitno reducirane potrebne vještine za upotrebu novih CFD softvera. Za uspješnu provedbu EFD analiza danas je dovoljno dobro poznavanje CAD sistema i fizičkih karakteristika samog proizvoda, a to su vještine koje velika većina razvojnih inženjera i projektanata već posjeduje. Inženjer je sada u mogućnosti da usmjeri svoje vrijeme i pažnju na optimiziranje performansi proizvoda, a ne na samu upotrebu softvera (slika 6.1).

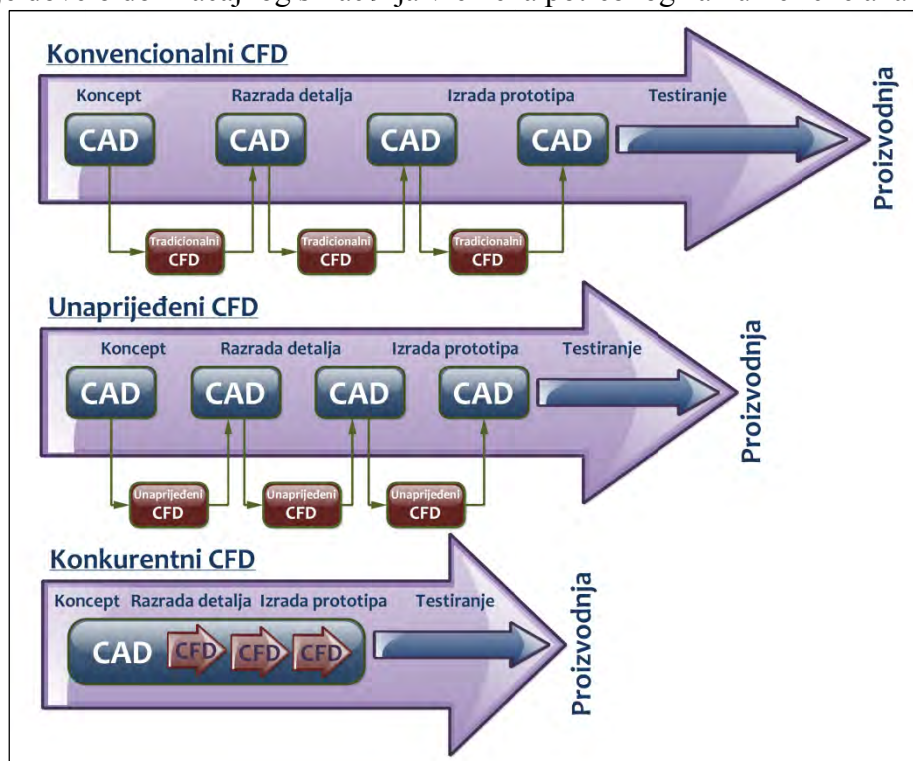
6.1.2 CFD analize sada oduzimaju manje vremena u procesu razvoja proizvoda

CFD simulacije su dugo bile korištene kao jedan od završnih validacijskih koraka, nakon što je proces inženjerskog dizajna proizvoda uglavnom već završen. Glavni razlog za tako

kasnu upotrebu CFD simulacija je bio u tome što su CFD analize trajale dosta dugo, i često se događalo da bi se neka iteracija proizvoda, za koju je pokrenuta realizacija odgovarajuće CFD analize, zamijenila slijedećom iteracijom i prije nego što su stigli rezultati analize prethodne iteracije.

Kod konvencionalnih CFD softvera puno vremena se trošilo na proces izrade računске mreže. Taj proces je obuhvatao manuelno prenošenje geometrije iz CAD sistema u CFD paket, izdvajanje iz CAD modela prostorâ ispunjenih fluidom i generiranje mreža u ovim prostorima. Iako su automatski generatori mreža i tada bili dostupni, ipak je bila prisutna potreba za dosta manuelnih intervencija, s ciljem dobivanja kvalitetnije mreže. Ove manuelne intervencije su se morale ponoviti kod svake promjene dizajna proizvoda.

Nova generacija CFD softvera u većoj mjeri skraćuje vrijeme analize automatizacijom svih pomenutih koraka (slika 6.3). Prema novom pristupu, izvorni 3D CAD model se direktno koristi u simulacijama tečenja fluida i na taj način se eliminiše potreba za prevođenjem i kopiranjem CAD modela iz jednog formata u drugi. Svi dodatni podaci potrebni za simulaciju tečenja, kao što su osobine materijala i granični uvjeti, su asocijativno povezani sa CAD modelom i prenose se zajedno sa svim promjenama proizvoda. EFD softver analizira CAD model i automatski određuje regione ispunjene fluidom i regione ispunjene čvrstim tijelima, bez potrebe ikakvog uplitanja od strane korisnika. Nakon toga, automatski generator mreža kreira mrežu, uz mogućnost potpunog eliminiranja potrebe za manuelnom intervencijom. Sve navedeno je rezultiralo time da se kreiranje mreže u najvećem broju slučajeva može obaviti za samo nekoliko minuta, što je dovelo do značajnog skraćenja vremena potrebnog za numeričke analize.



Sl. 6.2 Poređenje procesa razvoja proizvoda kod tri generacije CFD softvera

6.1.3 Novi CFD softveri su jeftiniji i dostupni su i "običnim" inženjerima

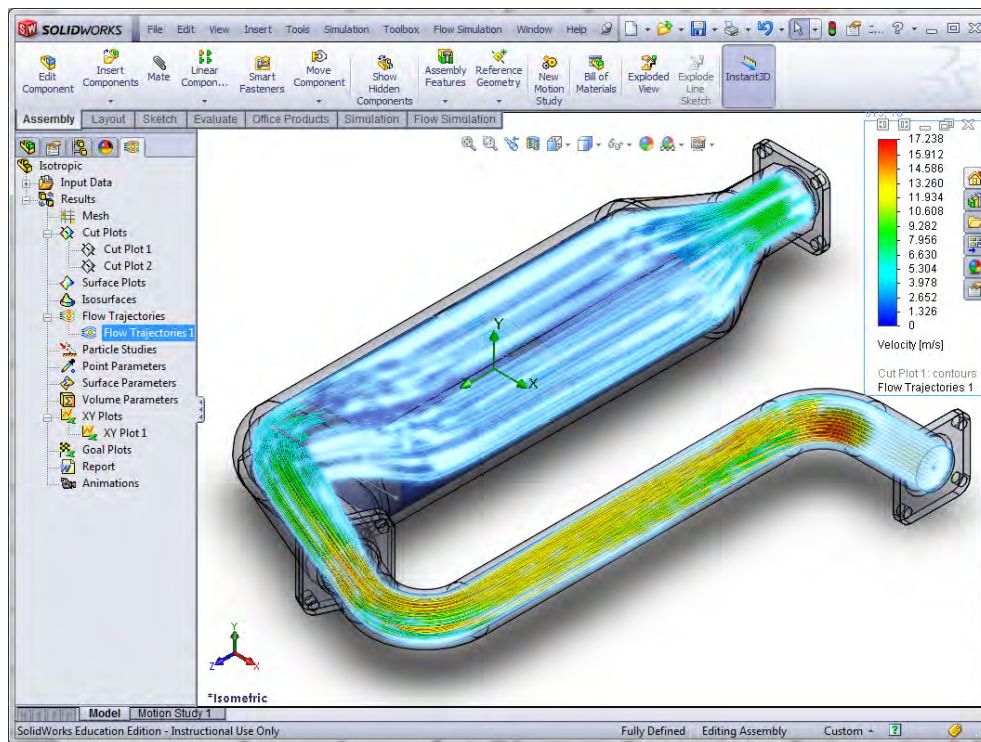
Slijedeći faktor koji je limitirao primjenu CFD simulacija u prošlosti, bila je visoka cijena CFD softvera. Prosječna cijena godišnje licence tradicionalnih CFD softvera iznosila je oko 25.000 \$. Još veći troškovi za kompanije su nastajali iz potrebe angažovanja eksperata usko specijaliziranih za primjenu ovih softvera. Potreba za njihovim angažovanjem proizilazila je iz potrebe za temeljnim razumijevanjem matematičkih aspekata računarske dinamike fluida. Ovi kadrovi su morali izdvojiti dosta vremena za dodatnu edukaciju, da bi održali korak s tekućim izmjenama u kodu. I na kraju, u ne tako davnoj prošlosti, CFD softveri su zahtijevali specijalizirani hardver u vidu super-računara, koji su bili neophodni za dobivanje rezultata u razumnom vremenskom roku.

Zadnja generacija CFD softvera, namijenjena za primjenu u procesu razvoja proizvoda, znatno smanjuje troškove provođenja CFD simulacija. Cijena softvera je pala do te mjere da je ranija cijena koštanja godišnje licence postala cijena trajne licence, uz naknadu za godišnje održavanje u iznosu od okvirno 18 % od cijene softvera. Osim toga, ovaj softver je eliminisao potrebu za angažovanjem ranije pomenutih eksperata, jer je postala moguća njegova upotreba i od strane "običnih" inženjera, uz potrebu odgovarajuće i u značajnoj mjeri kraće obuke. Ovaj softver se pokreće u istom CAD okruženju, na koji su razvojni inženjeri (3D modeleri) već navikli, a nema više ni potrebe da inženjer - korisnik razumije matematičke aspekte CFD simulacija u mjeri u kojoj je to ranije bio slučaj. I na kraju, zadnja generacija CFD softvera se može pokrenuti na personalnim i notebook računarima, koji posjeduju performanse super-računara iz ne tako davne prošlosti i koji koštaju neuporedivo manje.

6.1.4 3D CAD model se može direktno koristiti za CFD analize

U prošlosti je bilo neophodno prenijeti CAD model u drugi program i značajno ga modificirati u svrhu kreiranja CFD modela. Pri tome su alati korišteni za prenošenje CAD modela u CFD program zahtijevali veći broj manualnih intervencija. Generalno, proces prenošenja bio je uspješan za oko 80 % geometrije, dok je ostatak morao biti ponovo modeliran ili manualno uproštavan. Mnogi korisnici su smatrali da je bolje krenuti iz početka i kreirati geometriju direktno u CFD programu, iako je i to podrazumijevalo veliki gubitak vremena.

Nove generacije CFD softvera direktno koriste izvorne 3D CAD podatke za pripremu simulacija strujanja, bez potrebe za prenošenjem CAD modela iz jednog u drugi program. Pri tome nema potrebe za kreiranjem bilo kakvih dodatnih objekata u prostoru koji ispunjava fluid. Sve promjene u dizajnu proizvoda, proistekle iz rezultata realizovanih simulacija, unose se direktno u CAD sistemu primjenom raspoloživih funkcija za modeliranje. Uslovi strujanja se definišu direktno na CAD modelu i organiziraju na sličan način kao i ostali konstruktivni podaci u konstrukcijskom stablu. Kao rezultat, originalni CAD model se bez modifikacija može koristiti za CFD analize.



Sl. 6.3 CFD softver sada radi u istom CAD okruženju s kojim su razvojni inženjeri već upoznati

6.1.5 CFD analize se mogu koristiti za poboljšanje velikog broja različitih proizvoda

U prošlosti, upotreba CFD je bila skoncentrisana u relativno malom broju industrijskih grana, kao što su auto-industrija, svemirska i avio industrija, te proizvodnja električne energije. Ove industrije su zahtijevale razvoj visoko sofisticiranih proizvoda kod kojih strujanje fluida ima očit i veliki uticaj na njihove performanse. Ovo je dovelo do raširenog vjerovanja da CFD ima upotrebnu vrijednost samo kod ovakvih proizvoda. U stvarnosti, strujanje fluida ima veliki uticaj na performanse velikog broja različitih proizvoda – performanse koje se mogu znatno poboljšati upotrebom CFD analiza. Svaki proizvod koji ima interakciju sa fluidom i svaki proizvodni proces koji uključuje fluide su potencijalni subjekti ovakvih analiza. Zbog toga je lako objasniti zašto se danas CFD koristi za poboljšanje karakteristika veoma širokog spektra proizvoda.

Literatura

1. I. Weinhold, *The Five Myths of Computational Fluid Dynamics*, Mentor Graphics, Mechanical Analysis Division, Wilsonville, Oregon, USA, 2010.

7. Softverska podrška u realizaciji proračuna i istraživanja

Za realizaciju numeričkih proračuna kod rješavanja inženjerskih problema prikazanih u ovoj monografiji koristilo se programskim paketima:

- Comet, kompanije CD adapco Group i
- SolidWorks Flow Simulation, kompanije Dassault,

oba razvijena na bazi primjene metoda kontrolnih volumena (MKV).

Softver Comet je razvijen na bazi Computer Fluid Dynamics – CFD koncepta, dok je softver SolidWorks Flow Simulation razvijen na bazi Engineering Fluid Dynamics – EFD koncepta.

Za kreiranje 3D modela analiziranih računskih domena koristilo se programskim paketima:

- I-deas (razvijen u kompaniji SDRC, čiji su softveri, nakon tri akvizicije došli u vlasništvo kompanije Siemens; nasljednik softvera I-deas i UNIGRAPHICS u kompaniji Siemens je softverski paket NX) i
- SolidWorks.

Generiranje mreža računskih domena analiziranih u softveru Comet realizovano je u softveru I-deas, pri čemu se koristilo manuelnim, poluautomatskim i automatskim generiranjem pomenutih mreža. Za numeričke analize realizovane u softveru SolidWorks Flow Simulation koristilo se automatskim generatorom mreža u okviru ovog softvera.

Glava III.

Inženjerski dizajn i optimizacija malih centrifugalnih turbopumpi

8. Koncept inženjerskog dizajna i optimizacije

8.1 Nivoi dizajna i baza znanja koja je na raspolaganju konstruktorima turbopumpi

Dosadašnja praksa dizajna turbopumpi varira u velikoj mjeri zavisno od primijenjenog stila dizajna, ali isto tako i od tipa pumpi. Mnogi inženjeri su proveli cijeli svoj radni vijek radeći samo s jednim tipom pumpi i koristeći se samo jednim stilom dizajna. S tim u vezi, na primjer, svi trikovi zanata, naučeni za jedan tip pumpe, mogu biti neprimjenjivi za druge tipove. Osim toga, primjena pumpe za neke specifične namjene može donijeti brojna usložnjavanja, koja predstavljaju dodatak generalnim principima dizajna usvojenim za neki tip pumpe.

Generalno se može kazati da studiranje dizajna i performansi pumpi treba nastojati provoditi sa što širim uključivanjem teoretskih osnova, koje se odnose na pumpe od jedne do druge aplikacije. Na ovoj osnovi gradi se "svijet" dizajna pumpi, u principu za svaki tip pumpi posebno, pogotovo ako se radi o pumpama specifične namjene. Ovaj "svijet" zahtijeva akribiju, sistematičnost, inventivnost i stalno praćenje dostignuća na ovom polju. Većina standardnih tipova turbopumpi, ali i neke sa specifičnom namjenom, dobile su adekvatan teoretski tretman. Osim ove teoretske podloge, u pomenutom "svijetu" dizajna pumpi važnu ulogu igra i praktično iskustvo, odnosno ranije već realizovani uspješni dizajni u industriji pumpi, ukoliko se do njih može doći. Na sreću, jedan broj referenci visokog nivoa je na raspolaganju konstruktorima pumpi, koje mogu dati smjernice za dizajn kvalitetnih pumpi unutar širokog spektra specifičnih zahtjeva. Tu se svakako mogu istaći: Anderson (1994.), Church (1972.), Ellis (1959), Holzenberger i Jung (1990.), Hidraulic Institute (1994.), Karassik (1986.), Lobanof i Ross (1985.), Pfleiderer (1955.), Stepanoff (1957) i Wislicenus (1965).

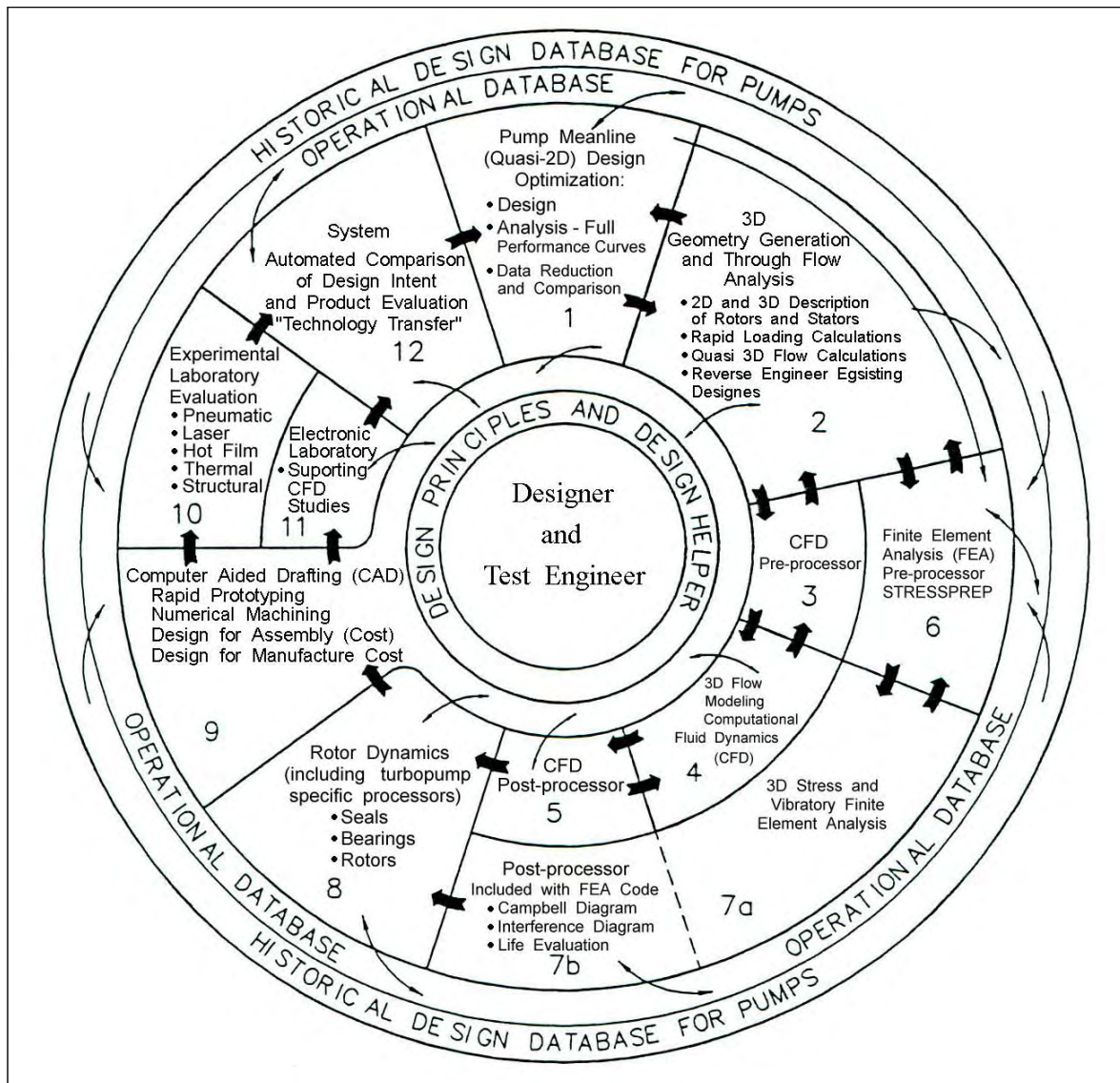
D. Japics u svom obimnom djelu posvećenom dizajnu centrifugalnih pumpi [8] navodi i prezentira tri različita nivoa dizajna pumpi. Na prvom nivou dizajna radi se o jednostavnoj primjeni principa sličnosti za postizanje geometrijske i sa stanovišta dinamike fluida precizne proporcije s jedne aplikacije na drugu. Ovaj postupak možemo nazvati direktnim razmjeravanjem, ili kraće skaliranjem.

Kod drugog nivoa dizajna radi se o primjeni korelacije performansi osnovnih komponenata pumpe, u smislu njihove kombinacije s različitim izvedbi, uzimanjem na primjer impelera s jedne i difuzora s neke druge pumpe, da bi se dobila kombinacija komponenata za novu aplikaciju.

Treći nivo predstavlja kombinovano modeliranje i sistematsko iskorištavanje postojećih komponenata u jednom istraživačkom i dizajn procesu za iznalaženje nove optimalne

konfiguracije. Na ovom nivou imamo, za razliku od dizajna na prvom i drugom nivou, naglašeno kreiranje novih modela osnovnog toka fluida i provođenje serije analiza za utvrđivanje unutrašnje fizike i performansi novih turbopumpi.

Na slici 8.1 prikazan je sveobuhvatan kružni blok-dijagram D. Japicisa [8], u kojem su integrirane sve faze jednog agilnog, konkurentnog inženjerskog sistema dizajna i tehnologije za područje turbomašina (isti je prenešen u izvornom obliku, jer se činilo da originalni nazivi bolje odgovaraju svrsi). Dijagram na ilustrativan način pokazuje svu složenost i međuzavisnost brojnih aktivnosti različitog karaktera (u upotrebi su brojni analitički, numerički i eksperimentalni postupci), u okviru procesa dizajna i definisanja tehnologije izrade turbomašina, te ukazuje na izraženu potrebu korištenja ranije akumulirane baze znanja.



Sl. 8.1 Integrirani sistem dizajna pumpi i definisanja tehnologije njihove izrade D. Japicisa [8]

Na pitanje gdje je mjesto pojedinih nivoa dizajna u smislu sugerisanja pogodnosti primjenjivosti jednog ili drugog u procesu dizajna pumpi, nije lako dati jednostavan odgovor. Najlakše je kazati da je jedini loš pristup u procesu dizajna primjena neodgovarajućeg nivoa dizajna na zahtjeve datog problema, ali je stvar vlastite procjene konstruktora da na bazi svog iskustva i znanja procijeni koji nivo dizajna je odgovarajući za dati slučaj, iako je svakako česta i situacija da date

okolnosti, zahtjevi (kao što je na primjer rok isporuke rješenja) i raspoloživa sredstva određuju nivo dizajna koji će se primijeniti. Činjenica je i da mnogi problemi mogu biti efikasno usmjereni na prvi dizajn-nivo. Drugi problemi opet mogu zahtijevati analize trećeg dizajn-nivoa. Međutim, može se kazati i to da ukoliko se neki nivo dizajna u toku duge primjene pokazao efikasnim, nije opravdano bez posebnog razloga težiti primjeni kompleksnijih tehnika.

Interesantna je i refleksija različitih industrija uključenih u proizvodnju centrifugalnih pumpi na navedene nivoe dizajna. Različite industrije naginju primjeni različitih nivoo, obično iz dobro opravdanih razloga. Analiziramo li situaciju u industriji pumpi i turbina, uključenu u proizvodnju teške mašinerije koja zahtijeva pouzdanost i visoke performanse, možemo kazati da se ova industrija najčešće mora suočiti s nesigurnim tržištem, gdje se zahtijevaju samo malo ili neznatno različite konfiguracije za svaki novi projekat. U ovom slučaju takmičarski nastrojeno tržište zahtijeva i plaća rješenja koja će biti dizajnirana i izrađena bez prekoračenja ugovorom predviđenog vremena, radije nego inovativni dizajn koji bi zahtijevao recimo nekoliko godina rada na usavršavanjima, prije nego se postigne zaista pouzdan proizvod. Zahtjev pružanja brzog odgovora za veoma široke zahtjeve tržišta, s umjerenim varijacijama pri prelasku iz jedne aplikacije u narednu, traži fleksibilan prilaz kod ponovne primjene postojećih dizajna. Stoga ne iznenađuje da ova industrija upotrebljava gotovo isključivo analize prvog i drugog dizajn-nivoa. U nekim slučajevima, novo rješenje može biti izvedeno skaliranjem direktno iz neke od prethodnih izvedbi. Međutim, kada su zahtjevi malo strožiji za primjenu jednostavnog skaliranja, tada se korelacije performansi podkomponenta obično upotrebljavaju za procjenu vjerovatnih performansi nove kombinacije postojećih komponenta. U ovom slučaju, upotrebljava se drugi dizajn-nivo. Relativno rijetko se nalazi da su analize trećeg dizajn-nivoa upotrijebljene u ovoj industriji, osim za neke pumpe specijalne namjene (kao što su na primjer raketne turbopumpe i pumpe za srce) i za veoma napredne industrijske projekte.

Ovdje bi se trebalo ukazati i na razliku između dizajna i analize, u smislu suštinskog sadržaja jednog i drugog procesa. Ta razlika je povezana s pojmovima "design point" i "off design". U procesu dizajna, konfiguracija geometrije se kreira na način koji bi trebao da obezbijedi očekivane performanse za specificirane radne uslove. Ovdje se govori o tački u kojoj pumpa radi s najvećom efikasnošću (Best Efficiency Point – BEP). Kod analiza, pokušavaju se predvidjeti performanse neke konfiguracije u području raspona mogućih radnih uslova, dakle i za situacije kada mašina radi u režimu udaljenom od njene "design point" tačke.

U postavci problema već je kazano da je referentna literatura posebno oskudna kada se radi o automobilskim turbopumpama, te da samostalni konstruktori, koji ne rade u razvojnim odjeljenjima proizvođača automobila, nemaju na raspolaganju bazu publikovanih materijala za ranije uspješno realizovana rješenja ovih pumpi. Ali, s druge strane, imaju mogućnost dolaska u posjed samih pumpi, recimo nabavkom u prodavnicama rezervnih auto-dijelova, što takođe može biti dobra osnova za stvaranje vlastite baze za proračun i dizajn novih unaprijeđenih pumpi.

8.2 Preliminarni dizajn malih centrifugalnih turbopumpi

8.2.1 Konvencionalni postupci proračuna i dizajna

Na ovom mjestu se javlja potreba da se odgovori na jedno od prvih "krupnih" pitanja koje glasi: Gdje je mjesto konvencionalnim postupcima proračuna i dizajna turbopumpi u današnjem vremenu svekolike primjene računara i moćnih softvera, koji se uspješno mogu primijeniti i za dizajn turbomašina, ili su specijalno kreirani za ovo područje? Nakon što se dovoljno "duboko ušlo" u ovo područje i nakon nekoliko godina intenzivne aplikacije savremenih CAD i CCM metoda, ovo pitanje nije više toliko "krupno". Unatoč velikim i neospornim mogućnostima

pomenutih računom podržanih metoda, njih treba prihvatiti prvenstveno kao nadgradnju nad cjelokupnom bazom rezultata dosadašnjih istraživanja, a razvijene konvencionalne postupke proračuna uzeti kao dobru osnovu u fazi preliminarnog dizajna turbopumpi. Ovo tim prije kad se ima u vidu dugogodišnji razvoj i praktična primjena konvencionalnih postupaka. Bilo bi neracionalno "otkrivati toplu vodu" i ne oslanjati se na stečena iskustva i ne koristiti se raspoloživim konvencionalnim postupcima. Ovome u prilog govori i sugestija koja se često može sresti u referentnoj literaturi, a koja preporučuje da se nikada ne ide u iz temelja nove dizajne turbopumpi, nego da se krene od postojećih u praksi potvrđenih uspješnih rješenja.

Naravno da je u pristupu obilju informacija i rezultata istraživanja nužan kritički pristup i selektivno prihvatanje rezultata velikog broja publikovanih radova o turbopumpama, ali je i činjenica da je za ovakav pristup radu potreban jedan dugogodišnji sistematičan angažman, kakav je moguće ostvariti jedino u nekoj razvojno orjentisanoj kompaniji za proizvodnju pumpi. To i zbog toga što se veliki dio do danas ostvarenih rezultata na ovom području čuva u razvojnim odjelima ovakvih firmi kao poslovna tajna.

U svjetlu nužnosti pomenutog kritičkog pristupa, treba naglasiti i da je veliki broj konvencionalnih postupaka proračuna i dizajna turbomašina, pa tako i turbopumpi, pojavom CAD i CCM metoda, odnosno prvenstveno numeričkih metoda, postao praktično suvišan. Međutim, ova činjenica još uvijek nije dobila karakter opće prihvaćenosti, pa i u izvorima novijeg datuma. Tako se u nizu radova, u kojima se tretiraju turbomašine, primjenjuju prevaziđeni postupci proračuna, uvodi se veliki broj različitih pretpostavki i uprošćenja. Jedna od najčešćih aproksimacija je pretpostavka o strujanju savršene tečnosti, čime se strujanje razmatra kao neviskozno. Polazi se od toga da u većini slučajeva ova pretpostavka ima svoje puno opravdanje, jer se strujanje kroz turbomašine karakteriše velikim Reynoldsovim brojevima, odnosno malom debljinom graničnog sloja, kada se uticaj viskoznosti najjače osjeća u relativno tankim slojevima uz zidove, dok se u preostalom dijelu "žive" struje strujanje manje-više ponaša kao neviskozno. Ovakvo uproštavanje potpuno je nepotrebno kod savremenih CFD i EFD metoda, koje podržavaju viskozne analize u punom kapacitetu. Osim toga, često se sugerije da se, zbog različitih putanja pojedinih djelića fluida u blizini lopatica, kao i u međuprostoru između lopatica, i računskih teškoća skopčanih s takvim ponašanjem, u teoriji turbomašina na početku radi s obrtnim kolima sastavljenim od neizmjereno velikog broja neizmjereno tankih lopatica. Pošto između takvih lopatica fluid protiče upravo tako kako to lopatice propisuju i pošto su u tom slučaju sve strujnice po obliku iste, to se govori o lopatično-kongruentnom strujanju. Ovakvom pretpostavkom, u fizičko-matematičkom smislu se uvodi predstava o fiktivnom, tj. matematičkom obrtnom kolu, što može biti korisno samo za neka uvodna aproksimativna razmatranja, ali svakako ne za predstavljanje ponašanja realnih pumpi.

U [3] se daje pristup modeliranju strujanja u turbomašinama, kod koga se polazi od činjenice da se trodimenzionalno strujanje u protočnim organima turbomašina može svesti na određeni broj spregnutih stacionarnih dvodimenzionalnih problema na osnosimetričnim strujnim površinama, što ukazuje na metodiku matematičkog modeliranja strujanja u turbomašinama, koja se sastoji u razlaganju takvog trodimenzionalnog strujnog polja na:

- strujno polje u proizvoljno izabranoj meridijalnoj ravni turbomašine, koje je okarakterisano meridijalnim komponentama apsolutnih brzina, kojima se ostvaruje transport radnog fluida kroz protočne organe turbomašine i
- odgovarajući broj reprezentativnih kvazi-trodimenzionalnih strujnih polja na osnosimetričnim strujnim površinama u odgovarajućim prostornim profilnim rešetkama koje čine te osnosimetrične strujne površine i lopatice protočnih organa turbomašine.

Dalje se uvodi pretpostavka da se strujna polja u meridijalnim ravnima i na osnosimetričnim strujnim površinama turbomašine proučavaju i proračunavaju, kako se navodi, pod tada jedinom

moćom pretpostavkom da su rasporedi brzina u strujnom polju realnog radnog fluida približno isti kao i u odgovarajućem strujnom polju odgovarajućeg neviskoznog fluida. Ovakav prilaz proučavanja strujanja u protočnim organima turbomašina u prvom koraku zanemaruje gubitke strujne energije koji prate konverziju energije iz jednog oblika u drugi, da bi ih u drugom koraku, nakon proračuna raspodjele brzine i pritiska u protočnim kanalima, uzeo u obzir uz pomoć odgovarajućih eksperimentalnih koeficijenata.

B. Neuman, u publikaciji [10] od 1991. godine, navodi da su sve metode dizajna korištene do tada, uključujući i metode istražene i promovirane od autora ovog izvora, bazično-dvodimenzionalne i da kao takve ne mogu adekvatno opisati proces koji se odvija u pumpi koji uključuje sve tri dimenzije. Kako je već navedeno, raspoložive numeričke metode rješavaju ovaj problem i praktično dvodimenzionalne i kvazi-trodimenzionalne metode čine nepotrebnim.

Kad je u pitanju zadatak proračuna i dizajna malih centrifugalnih turbopumpi u fazi preliminarnog dizajna, prvo je potrebno odrediti glavne mjere radnog kola. Proračun oblika i dimenzija svih kola male i srednje brzohodnosti, u koje spadaju i kola automobilskih pumpi, kod opće raširenih konvencionalnih postupaka, u osnovi su zasnovani na istom principu. Kod određivanja glavnih mjera kola polazi se od usvajanja približnog oblika kola zavisnog od specifičnog broja obrtaja n_q , prema slikama ili tabelama datim u literaturi [5, 12, 13, 7]. Za dalje rješavanje stoje na raspolaganju jednačina kontinuiteta i Ojlerova jednačina za turbomašine. Kako je za potpuno dimenzionisanje strujnog prostora kola potrebno da se odredi veći broj podataka, ovaj zadatak se rješava korištenjem niza empirijskih obrazaca i preporučenih veličina i koeficijenata, koji su bazirani na ranijim uspješnim rješenjima izvedenih i ispitanih pumpi. U referentnoj literaturi je dato više metoda proračuna glavnih mjera radnog kola, a od njih su tri najčešće primjenjivane, o čemu će se više kazati u devetom poglavlju.

Jedan od prisutnih problema kod primjene navedenih konvencionalnih postupaka proračuna glavnih mjera radnog kola je postojanje većeg broja različitih koeficijenata koji se usvajaju iz preporučenih raspona. Male razlike u usvojenim vrijednostima mogu dovesti do znatnih razlika kod konačnih rješenja, tim prije što se efekti uticaja promjene jednog koeficijenta nadovezuju na učinak prethodno usvojenih vrijednosti drugih koeficijenata. To znači da nema jednoznačnog rješenja, odnosno da uvijek imamo veliki broj rješenja, iz kojih treba na najefikasniji način "izvući" rješenje koje će zadovoljiti postavljene zahtjeve. Ovo je jedno od mjesta gdje CAD i CCM metode dolaze do punog izražaja. Ovo bi se moglo kazati i na nešto drugačiji način, a taj je da ne postoje cjelovita sagledavanja uticaja svih relevantnih parametara, pa ni pomenutih koeficijenata na radne karakteristike turbopumpi, u svim njihovim mogućim vrijednostima i kombinacijama, što bi samo po sebi predstavljalo nekakav ekspertni sistem. Zbog toga će još dugo vremena kod proračuna i dizajna turbopumpi presudnu ulogu imati inženjer konstrukter, čiji se posao proračuna i dizajna turbopumpi može u visokom stepenu unificirati i automatizovati, ali će u interaktivnom radu s računarom i pri korištenju raspoložive baze postojećih rješenja i realizovanih istraživanja, ovaj inženjer na velikom broju mjesta donositi samostalno odluke, oslanjajući se na sve pomenute resurse i na svoje znanje i vlastitu invenciju.

Može se kazati i da CAD i CCM metode mogu poslužiti i kao efikasan alat za preciznije kvantificiranje stepena uticaja svih relevantnih geometrijskih parametara, kao i svih pomenutih koeficijenata, razmatrajući njihov pojedinačni uticaj, ili uticaj superpozicije izabranih parametara, na radne karakteristike turbopumpi. Na ovaj način se i pomenuti konvencionalni postupci, čije se korištenje preferira u fazi preliminarnog dizajna turbopumpi, mogu provedbom serije planiranih istraživanja svesti na znatno "uži tok puta" na kojem se određuju oblik i glavne mjere radnog kola pumpi.

Naglasice se još jednom da za određivanje strujanja kroz radno kolo, kada su mu oblik i dimenzije već određeni, danas najefikasnije sredstvo predstavljaju CFD i EFD metode. Prije njih,

za rješavanje ovog dijela zadatka, koristilo se nizom metoda zasnovanih na manje ili više složenim pretpostavkama i pojednostavljenjima, kako je naglašeno u prvom dijelu ovog poglavlja, i definisanih manje ili više složenim matematičkim modelima.

8.2.2 Metode optimizacije u funkciji preliminarnog dizajna

U fazi preliminarnog dizajna turbopumpi osnovni zadatak je da se na bazi raspoloživih odgovarajućih konvencionalnih postupaka proračuna i dizajna, te na bazi iskustvenog znanja i ranije realizovanih uspješnih konstrukcija pumpi, dođe do polaznih oblika elemenata pumpe i njihovih dimenzija, koji će biti u što je moguće većoj mjeri bliski optimalnim, odnosno zadovoljavajućim oblicima i dimenzijama nove konfiguracije pumpe. U narednoj fazi, moglo bi se reći detaljnog ili finalnog dizajna, izvodi se postepeno ufinjavanje, odnosno poboljšavanje geometrije lopatica radnog kola, međulopatičnih kanala, sprovodnih elemenata na izlazu iz pumpe (kao što je na primjer spirala) i drugih elemenata (ako ih ima), primjenom niza računarskih podržanih analiza strujanja radnog fluida i napona i deformacija u elementima pumpe.

Radi što efikasnijeg provođenja pomenutog osnovnog zadatka u fazi preliminarnog dizajna, pruža se mogućnost primjene različitih postupaka optimizacije, kakvi se mogu naći u referentnoj literaturi, ili ih posjeduju proizvođači pumpi, a koji različitim pristupima omogućavaju optimizaciju jednog broja relevantnih geometrijskih parametara elemenata turbopumpi.

Tako G. Ardizzon i G. Pavesi daju teoretski metod [2] za određivanje optimalnog ulaznog i izlaznog ugla lopatica radnog kola centrifugalnih pumpi i radijalnih ulaza turbina. Relativni tranzientni i rotacioni tok u radnom kolu razmatrani su odvojeno u postupku određivanja njihovog uticaja na uvjete na ulaznoj strani lopatica. Dat je algoritam za procjenu optimalnih uglova nagiba lopatica, te prikazani uporedni rezultati predloženog teoretskog postupka, eksperimentalnih analiza i numeričkih proračuna.

Phil Mayleben daje izraze [9] za određivanje idealnog prečnika na ulazu u radno kolo pumpe. Polazi od činjenice da je jedan od najčešćih puteva za smanjenje NPSH (Net Positive Suction Head) povećanje veličine otvora na ulazu impelera. Ovaj zahvat povećava količinu energije prisutne na ulazu impelera, kao izvora mogućnosti pojave problema recirkulacije, buke i razaranja, posebno ako pumpa radi značajno udaljeno od BEP tačke (Best Efficiency Point). Zbog toga je cilj da se za određeni protok Q i broj obrtaja pumpe n definiše prečnik ulaznog otvora u rotor, pri kome će egzistirati minimalni nivo relativne brzine na ulazu w_1 , koji na ovom mjestu proizvodi najnižu moguću relativnu kinetičku energiju ($w_1^2/2g$), a time i najefikasniji dizajn ulaza. Nalaženjem prvog izvoda izraza za relativnu brzinu w_1 po ulaznom prečniku i njegovim izjednačavanjem s nulom, dobiven je izraz za idealni prečnik ulaza u radno kolo.

Sarim Al-Zubaidy postavlja postupak preliminarnog dizajna centrifugalnih rotora [1], na bazi primjene jednog oblika numeričke optimizacije, uspostavljajući relacije između tri kategorije varijabli uključenih u dizajn proces. Prvu kategoriju čine geometrijski parametri, drugu parametri radnih uslova, a treću parametri performansi turbomašine. Predloženi postupak se čini prilično složenim za fazu preliminarnog dizajna, ali daje ideje za realizaciju sličnih manje složenih pristupa u optimizaciji parametara dizajnirane pumpe.

Prethodno navedena tri izvora, u kojima su prikazani različiti postupci optimizacije, primjenjivi u fazi preliminarnog dizajna, nisu detaljnije eleborirana, prvenstveno zbog složenosti primijenjenog matematskog aparata, koji bi bilo teško predstaviti u skraćenom obliku. Osim toga, uz prikaz bi bila poželjna i provjera izloženih postavki i kritički osvrt na iste, za šta nije bilo dovoljno vremena. I namjera je bila prvenstveno da se ukaže na brojne mogućnosti uvođenja različitih oblika optimizacionih proračuna konstruktivnih parametara osnovnih dijelova

turbopumpi, u fazi preliminarnog dizajna, pa je obimnije angažovanje na ovom području ostavljeno za neka buduća istraživanja.

Potencijalno široke mogućnosti na polju definisanja metoda optimizacije kod proračuna i dizajna elemenata turbopumpi, pružaju i metode matematičkog programiranja.

Kod proizvodnje pumpi, pogotovo kod proizvođača koji imaju serije pumpi različitih veličina, javlja se potreba za optimizacijama s različitih aspekata. Tu se, između ostalog, javlja potreba za standardizacijom i unifikacijom svih dijelova pumpi (kada se u postupku dizajna moraju riješiti i funkcije zaptivanja, uležištenja, itd.), a sve s ciljem smanjenja troškova proizvodnje i cijene konačnog proizvoda. Kod nekih proizvođača se čak za grupe pumpi pošlo od istog vanjskog prečnika impelera, da bi se mogli koristiti neki zajednički elementi, kao što je na primjer u ovom slučaju kućište pumpe. Na ovaj način se povećava serija istih kućišta i time smanjuje njihova proizvodna cijena. U ovom slučaju se smanjuje i broj različitih veličina zaptivača, a ako su i vratila zajednička, time se smanjuje i broj različitih ležajeva itd.

Dakle, u fazi preliminarnog dizajna turbopumpi, pored zahtjeva za dizajnom proizvoda s visokim stepenom efikasnosti, moraju se u startu definisati i svi ostali ciljevi, odnosno zahtjevi, i tek nakon toga inženjer dizajner može pristupiti svom poslu. Iz ovoga proizilazi i da rezultati dizajna turbopumpi često moraju biti i plod različitih kompromisa.

8.3 Dizajn i optimizacija turbopumpi i CAD i CCM metode

Kada metode računarom podržanog dizajna, poznate pod nazivom CAD (Computer Aided Design) i metode računarske (numeričke) mehanike kontinuuma, ili CCM (Computational Continuum Mechanics) = CFD (Computational Fluid Dynamics) + CSM (Computational Solid Mechanics) prihvatimo kao nadgradnju na razvijene konvencionalne postupke i na bazu podataka do sada realizovanih istraživanja, tada one postaju moćan alat za primjenu u fazi između preliminarnog dizajna i finalnih ispitivanja prototipa na opitnim postrojenjima i omogućavaju:

- analize strujanja fluida u svim dijelovima turbomašina i na bazi toga optimizaciju oblika sprovodnih elemenata, te međulopatičnih kanala radnih kola i zakola turbopumpi,
- naponsko-deformacione analize u "čvrstim" dijelovima turbopumpi, kao posljedicu interakcije fluida i radnih elemenata pumpi,
- efikasnije ispitivanje stepena uticaja pojedinačnih parametara, kao i njihovih kombinacija na radne karakteristike turbopumpi, što bi kod modelskih analiza zahtijevalo veliki broj radnih modela,
- visok stepen sigurnosti u kvalitet i tačnost provedenih analiza i radnih parametara usvojenih modela, prije konačnih analiza na opitnim postrojenjima.

Treba posebno naglasiti da CCM metode omogućavaju da se inženjerski problemi, koji obuhvataju interakciju između toka fluida i prenosa toplote i rezultujućih deformacija i napona u čvrstoj strukturi u kontaktu s tokom (koji su tradicionalno tretirani odvojeno, često primjenom potpuno različitih tehnika rješavanja – analitičkih ili numeričkih), rješavaju zajedno istovremenim izračunavanjem parametara gore navedenih uzajamno spregnutih fenomena. Time su do nedavno nezamislive stvari, poput ovog simultanog proračuna, postale stvarnost.

Ovdje se radi o virtualnim analizama koje zahtijevaju visoko obučeni kadar s velikim iskustvom iz područja turbomašina i računarskih vještina u primjeni CAD i CCM metoda, iz čega proizilazi i zahtjev za timskim radom. Ali, istovremeno, ove metode pružaju znatno jeftinije analize od

ispitivanja stvarnih modela na opitnim postrojenjima, uz mogućnost ponavljanja velikog broja proračuna s praktično neograničenim prostorom za variranje svih mogućih uticajnih parametara.

Dakle, korisnost CAD i CCM metoda već odavno je neupitna. Stvar je samo u pristupu kod primjene ovih metoda, nakon donošenja odluke za nabavku softvera i potrebne računarske opreme. Neophodna je svijest o nužnosti ulaganja u obuku i stalno usavršavanje kadrova, te u iznalaženje najpovoljnijih organizacionih oblika kod uvođenja i primjene ovih metoda.

U ovoj monografiji se preferira koncept primjene kombinacije CAD i CCM metoda u rješavanju problema iz područja turbomašina. Razlog ovome prvenstveno je u činjenici da se kod turbomašina najčešće radi o izuzetno složenim oblicima elemenata ovih mašina, kakvi su na primjer lopatice i međulopatični kanali radnih kola, pretkola, spirale itd. Kada se radi o inženjerskom dizajnu ovakvih elemenata, odnosno računskih domena komplikovanog oblika, kakvi se redovno imaju kod turbomašina, potreba za snažnim 3D modelerom, kojim će se matematski definisati konturne površine domena i koji će nakon definisanja posljednje konturne površine tako zatvoren prostor tretirati kao "puno tijelo", postaje nužnost. Ovo tim prije što je praktično iskustvo pokazalo da je mogućnost pregledavanja 3D modela dijelova/računskih domena iz svih mogućih pozicija posmatranja, s raspoloživim opcijama uvećavanja, višestruko korisno, prvenstveno iz razloga omogućavanja što jednostavnijeg redizajna, ukoliko se ukaže potreba za tim, ali svakako izuzetno značajno kod definisanja strategije segmentiranja domena i generiranja mreže (izbor tipova ćelija, načina generiranja mreže, rasporeda ćelija, gustoće ćelija, itd.).

U [4] je iznešen stav da bi zbog razlike u matematskom aparatu koji stoji iza CAD i CCM metoda bilo najsvrsishodnije da timovi za razvoj ovih softvera rade svaki na svom području, a da se napravi sve što je potrebno za punu i nesmetanu komunikaciju kod razmjene podataka između ovih dviju vrsta programa. Ovo tim prije što se na tržištu CAD i CCM/CFD/EFD programa u zadnjih petnaestak godina iskristalisalo stanje, tako da je na tržištu i jednih i drugih ostao dominantan samo manji broj ovih programa. U prilog ovome ide i činjenica da se već duže vrijeme ulažu značajni naponi na razvoju standarda za razmjenu CAX podataka (kao što su IGES, ili STEP), koje po pravilu podržavaju i razmatrani CAD i CCM/CFD/EFD programi. A ovo opredjeljenje danas pogotovo potvrđuje familija softvera SolidWorks (SW), u kojoj su se u matičnoj konfiguraciji pod istim korisničkim interfejsom spregnuti naši: 3D modeler SolidWorks, paket SolidWorks Simulation za metod konačnih elemenata (MKE) i paket SolidWorks Flow Simulation za metod konačnih volumena, realizovan na primjeni EFD koncepta (vidjeti detaljnije u odjeljku 6). Pored tri matična paketa, tu su i paketi partneri SolidWorksa, kao što je na primjer paket Solid CAM, za područje računarom podržane pripreme proizvodnje i same proizvodnje (Computer Aided Manufacturing – CAM). Svi paketi SW familije rade na principu realizacije računarskih simulacija direktnim uvođenjem kreiranog 3D modela u odgovarajući paket za numeričke simulacije.

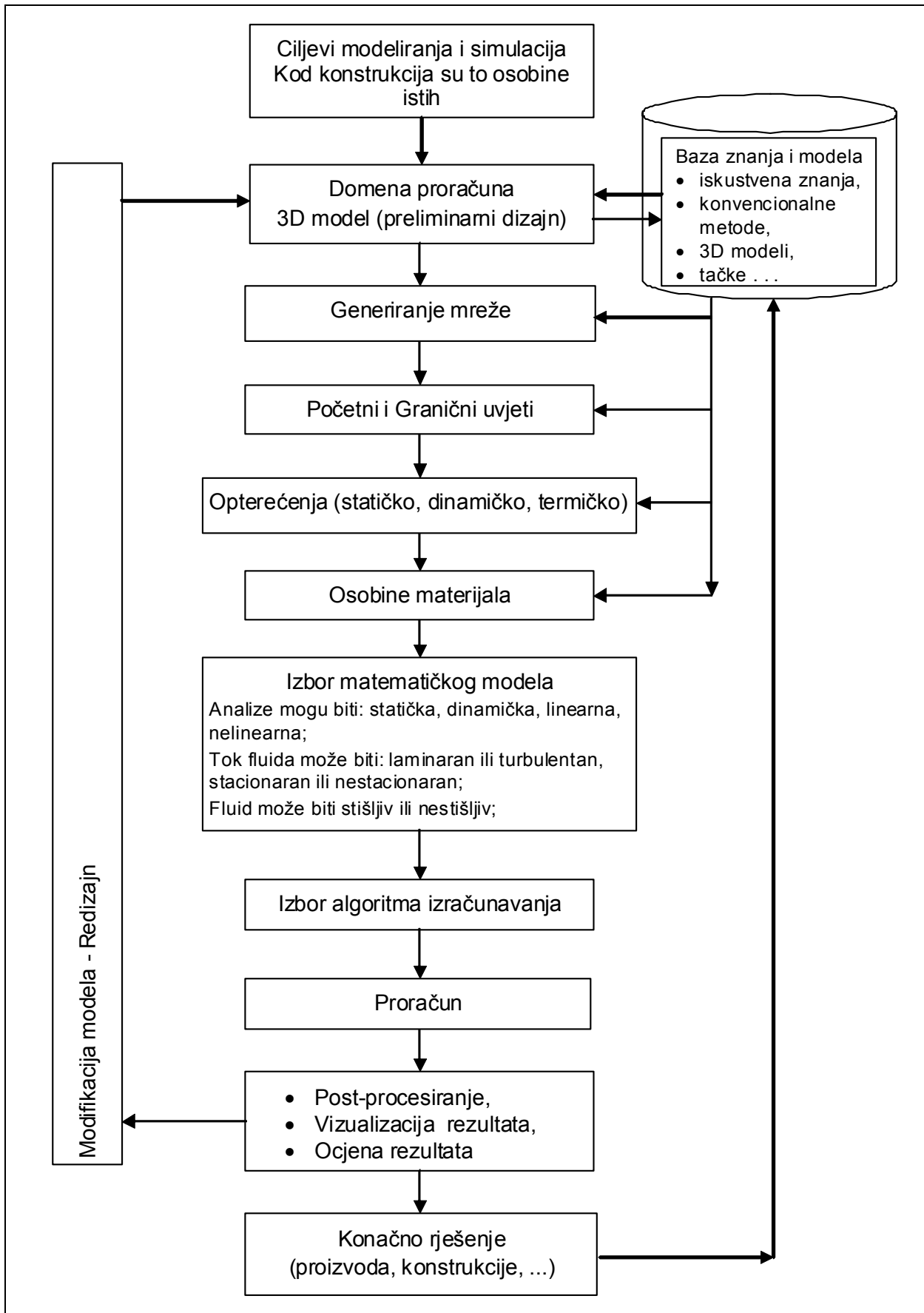
Na početku ovog odjeljka govori se o tri nivoa dizajna turbopumpi. CAD i CCM metode omogućavaju pohranjivanje geometrije, modelâ i mreža realizovanih konstrukcija, te njihovu upotrebu kao polazne osnove kod projektovanja novih konfiguracija turbopumpi. Pri tome ove metode pružaju mogućnost kombinovanja ovih modela i njihovih mreža, omogućavaju njihovo jednostavno razmjerno povećanje/smanjenje, odnosno skaliranje, izvođenje redizajna na izabranim modelima i/ili mrežama i dodavanje potpuno novih modela pojedinih dijelova pumpe.

Rješavanje pomenutih inženjerskih problema primjenom CAD i CCM metoda obuhvata poslove koji se generalno mogu podijeliti u tri grupacije, odnosno faze. Prva faza obuhvata pripreme poslove ili poslove pre-procesiranja, kojima je cilj priprema podataka u formi koja je potrebna za ulaz u solver (doslovan prijevod bi mogao biti rješavač, ali se ova riječ čini teže prihvatljivom od engleske riječi solver). U ove poslove spadaju:

- definisanje domena proračuna, odnosno 3D modela objekta nad kojim će se realizovati potrebne numeričke analize,
- podjela domena na odgovarajući broj podvolumena, koji odgovaraju fizički pojedinim elementima analiziranog tehničkog sistema (na primjer radnom kolu pumpe, kućištu pumpe itd.), ili dijelovima fluida čije se strujanje analizira (kao što je voda u sprovodnim međulopatičnim kanalima radnog kola, ili voda u spirali pumpe itd.), ili se radi o dijelovima analiziranog domena izdvojenim zbog lakših manipulacija s grupama ćelija, ili zbog potrebe da se u ovim izdvojenim dijelovima generira sitnija mreža...,
- generiranje mreže ćelija (kontrolnih volumena) u modelu definisanog domena, odnosno u izdvojenim podvolumenima,
- specificiranje odgovarajućih početnih i graničnih uvjeta na granicama domena izračunavanja,
- definisanje opterećenja (statičko, dinamičko, termičko),
- definisanje osobina fluida čije tečenje se izučava, kao i osobina čvrstih dijelova domena, ukoliko su ovi uključeni u model,
- izbor matematskog modela kojim će se simulirati razmatrane fizičke i hemijske pojave. Analize mogu biti: statičke, dinamičke, linearne, nelinearne. Tok fluida može biti laminaran ili turbulentan, stacionaran ili nestacionaran. Fluid može biti stišljiv ili nestišljiv;
- izbor odgovarajućeg algoritma rješavanja i kontrolnih parametara.

U drugoj fazi se vrši "propuštanje" programa, odnosno izvodi se rješavanje ranije postavljenog problema, a u tu svrhu se koristi solver nekog od CCM/CFD, odnosno EFD programa.

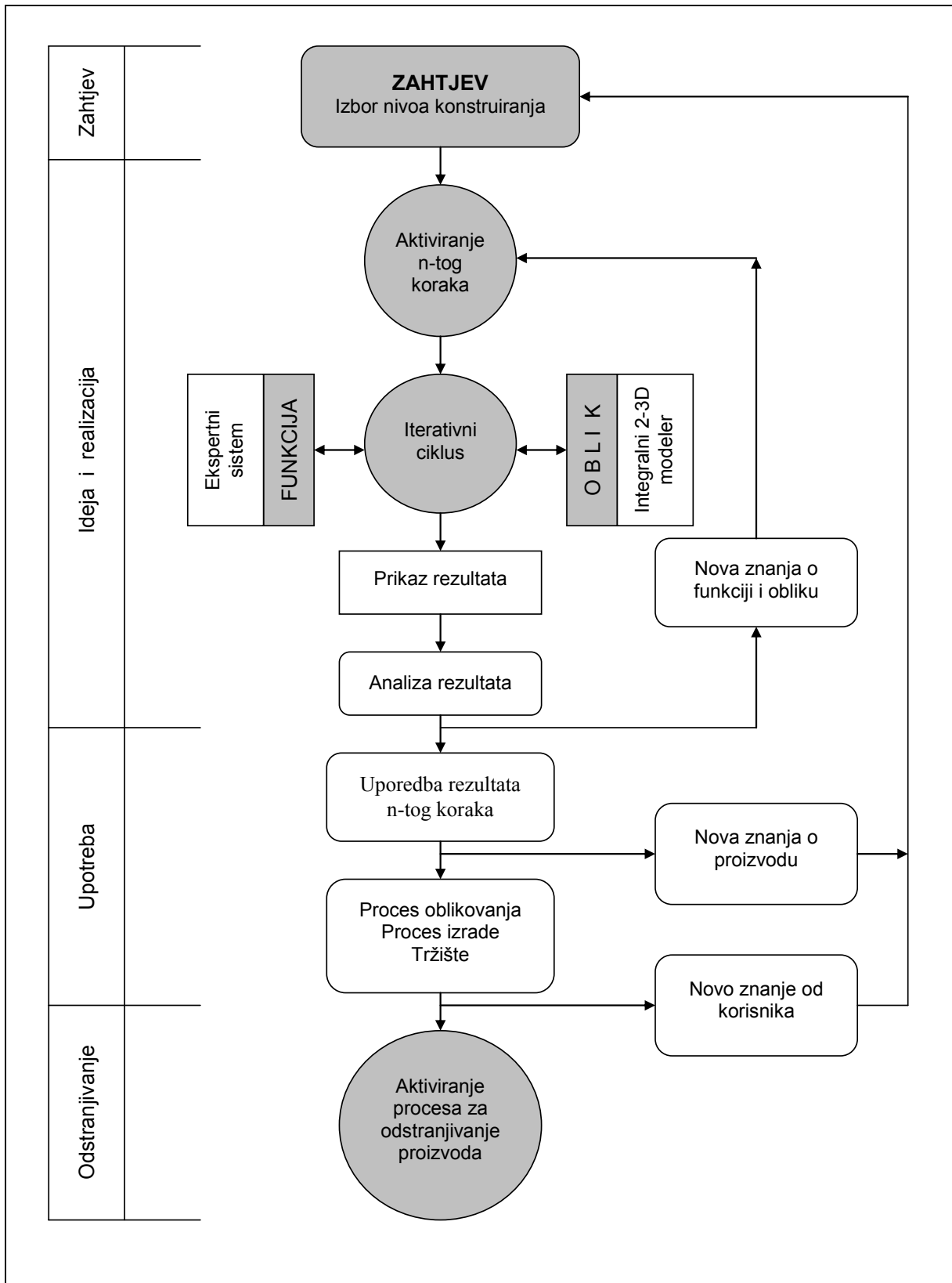
U zadnjoj, trećoj fazi, fazi post-procesiranja, vrši se procesiranje i vizualizacija dobivenih rezultata proračuna, korištenjem raspoloživih alata primijenjenog CCM/CFD, odnosno EFD programa. Ova faza treba da obezbijedi materijale (slike, dijagrame, animacije) koji će putem lakšeg i vizualno-komunikacijski prihvatljivijeg načina korištenja, odnosno prezentovanja dobivenih rezultata, omogućiti razumijevanje razmatranih fenomena i uočavanje svih relevantnih kvalitativnih i kvantitativnih parametara značajnih za njihovu analizu.



Sl. 2.2 Generalna procedura postupka modeliranja i numeričke simulacije

Svi prethodno navedeni poslovi prikazani su i u blok-dijagramu datom na slici 2.2. Svi ovi poslovi uklapaju se u savremeni iterativni proces konstruiranja [6], za koji je šema procesa prikazana na slici 2.3. Za slučaj proračuna i dizajna malih centrifugalnih turbopumpi, svi navedeni poslovi uključeni su i detaljno razrađeni u namjenski kreiranom blok-dijagramu, datom na slici 2.4,

Na slici 2.3 prikazani model razvojno-konstruktivskog procesa razvijen je zbog toga što je autor [6] kod neposrednog projektovanja ustanovio da su raspoložive metode prepoznavale samo razvoj novog proizvoda. Međutim, kod 80 % djelatnosti u razvojno-konstruktivskim poslovima se radi o poboljšanju postojećih proizvoda, ili o uvođenju manjih izmjena, koje zahtijeva određeno tržište. Takav slučaj je i kod turbomašina, gdje se vrlo rijetko radi o razvoju potpuno novog proizvoda, bez oslanjanja na ranije realizovane uspješne konstrukcije. Kako je ranije već pomenuto, kod razvojno-konstruktivskih poslova u području turbomašina, najčešće se radi o unapređenjima i manjim modifikacijama, s ciljem poboljšanja postojećih konstrukcija. Prikazana metoda najbolje odgovara ovim potrebama. Druge metode su u ovom području manje pogodne, zbog prethodno pomenutih ograničenja.



Sl. 2.3 Savremeni iterativni proces konstruiranja [6]

Može se kazati i da je prednost prikazane metode u mogućnosti da se postojeći tehnički sistemi uključe u proces reinženjeringa, čime se poboljšava njihova funkcija i funkcionalnost. Na osnovu ovako određenog procesa konstruiranja i uz mogućnost reinženjeringa, može se izabrati jedan

od nekoliko nivoa konstruiranja: konstruiranje nanovo, inovativno konstruiranje, varijantno i prilagodbeno konstruiranje. U ovoj monografiji radi o pristupu na nivou inovativnog konstruiranja, jer je kod svih realizovanih proračuna, odnosno dizajna, prvi cilj bio da se spoznaju svi detalji radnog principa u svim dijelovima turbopumpe. Istovremeno se provodilo i variranje elemenata radnog principa, prvenstveno u domenu variranja oblika dijelova kreiranih modela, s ciljem poboljšavanja performansi finalnog oblika modela. Inovativno konstruiranje [6] predstavlja konstruiranje proizvoda, kod koga je radni princip poznat, a pri usavršavanju mijenjaju se samo dimenzije, oblici i drugi parametri, koji ne dovode u pitanje princip rada.

U kontekstu primjene prikazanog savremenog iterativnog procesa konstruiranja u području proračuna i dizajna turbopumpi, uz primjenu savremenih CAD i CCM tehnologija, treba istaći važnost činjenice da se mora detaljno razraditi svaki pojedini korak, tako da se kod praktične provedbe ovog postupka ni u jednom trenutku ne nailazi na bilo kakve zastoje i dileme. To znači da generalni koncepti konstruiranja, kakvi se često nalaze u referentnoj literaturi, predstavljaju najčešće samo dobru osnovu i sami po sebi nisu dovoljni.

8.3.1 Problemi kod primjene CAD i CCM metoda

Generalno posmatrano, cilj inženjerskih proračuna u kojima se rješavaju pomenuti problemi koji obuhvataju interakciju između fluidnog toka i prenosa toplote i rezultujućih deformacija i napona u čvrstoj strukturi u kontaktu s tokom, jeste simulacija prirode, u mjeri u kojoj je to potrebno i u kojoj je to danas moguće. S dolaskom računarskih tehnologija i pratećih numeričkih metoda, rješavanje ovih inženjerskih problema na zadovoljavajućem nivou tačnosti, postalo je svakodnevna realnost. Međutim, današnji CAD i CCM softveri, s inkorporiranim numeričkim metodama, iako izuzetno moćni, daleko su od toga da budu savršeni, pa se ulažu veliki naponi i sredstva za poboljšavanje postojećih i razvijanje novih metoda. U ovom dijelu ukratko će se ukazati na neka ograničenja i probleme kod primjene ovih programa, prvenstveno na bazi vlastitog iskustva, stečenog ranije i tokom realizacije istraživanja i razvojno-konstruktivskih poslova, prikazanih u ovoj monografiji..

Danas rijetko imamo situaciju da je korisnik CAD, odnosno CCM softverskih paketa (na komercijalnoj osnovi), istovremeno i autor, ili saradnik na izradi ovih programa, izuzev kada su u pitanju određeni programski dodaci i proširenja manjeg obima. Ovakvu situaciju, koja se može ocijeniti kao idealnom, imamo uglavnom na univerzitetima, ili kod realizacije nekih vrhunskih istraživačkih projekata, gdje se radi o pionirskim istraživanjima koja, pored ostalog, zahtijevaju i izradu novih softvera. Jedan od razloga ovome je što su današnji programi iz ovog područja dostigli takav nivo razvoja da je najčešće neracionalno razvijati ovakav softver u vlastitoj režiji. Prema tome, generalno se može govoriti o podjeli posla na one koji kreiraju CAD i CCM programe i na one koji se koriste njima.

Priroda ovih programa, posebno onih iz domena CCM tehnologija, iziskuje od korisnika da u potrebnoj i dovoljnoj mjeri poznaju matematsku osnovu programa kojim se koriste. To pred korisnike, od kojih se očekuje:

- pravo sagledavanje mogućnosti programa,
- rad na potrebnom nivou,
- postizanje zadovoljavajuće tačnosti rješenja,
- izbjegavanje grešaka u pristupu itd.,

postavlja dodatne zahtjeve za usavršavanjem, proširenjem i produbljivanjem znanja iz cijelog skupa međusobno isprepletenih oblasti povezanih s ovim programima.

Jedan od problema u vezi s primjenom CAD i CCM/CFD metoda je i činjenica da pojedinac teško može uspješno "pokriti" sve poslove u vezi s rješavanjem inženjerskih problema primjenom ovih metoda. Teško je biti istovremeno vrhunski korisnik 3D modelera, kreator mreža za specifična istraživanja i dobar poznavalac CCM/CFD programa. Ovo potvrđuje i činjenica da postoje firme koje se bave prvenstveno kreiranjem kvalitetnih mreža, za naručioce koji na bazi dobivenih mreža u vlastitoj organizaciji provode CCM/CFD proračune. To najprije zbog toga što se radi o vrhunskim računarskim vještinama koje iziskuju vrijeme, permanentno usavršavanje i trening. Zbog toga se za postizanje odgovarajuće efikasnosti kod primjene ovih metoda preferira timski rad, koji obezbjeđuje eksperte za svaki segment ove djelatnosti, pri čemu isti moraju biti sposobni za interaktivan rad i razumijevanje svakog dijela posla na potrebnoj razini.

Veliki dio od ukupnog vremena koji se utroši na razmatrane inženjerske analize primjenom CAD i CCM/CFD tehnologija utroši se na definisanje geometrije domena (posebno kada se radi o prostornim modelima složene geometrije) i na generiranje mreža. Teško je kvantificirati udio ovog vremena, jer on ipak varira od slučaja do slučaja, ali samo kao ilustracija može poslužiti tvrdnja u nekim izvorima da se radi o preko 50 % ukupno utrošenog vremena. Postupak modeliranja u savremenim CAD modelerima se zasniva na preciznom i postupnom definisanju geometrije pojedinih dijelova domena (kao što je geometrija presjekâ, konturnih površina domena, itd.), na bazi koje se korištenjem brojnih alata (kao što je na primjer rotacija konture presjeka, ili prostorno "izvlačenje", odnosno ekstruzija neke ravne geometrijske figure) formira prostor koji CAD program "tretira" kao "puno tijelo". Ovi programi su dostigli visok profesionalni nivo i u ovom trenutku se od njih ne mogu očekivati unapređenja koja bi mogla drastično skratiti vrijeme modeliranja. Jedino bi pronalaženje totalno drugačije filozofije funkcionisanja ovih programa možda moglo donijeti neke značajne promjene u ovom smislu, ali u ovom trenutku ne postoje naznake za takvo nešto.

Generiranje mreža u ovom trenutku je dio posla koji cjelokupnu stvar problematizira u većoj mjeri nego modeliranje. Idealno je kada generator mreža omogućava da se automatski dobije zahtijevana mreža zadovoljavajućeg kvaliteta i na tom planu su ostvareni dobri rezultati. Međutim, i pored postojanja vrhunskih generatora mreža, koji između ostalog pružaju i mogućnost automatskog generiranja mreža, situacija u ovom pogledu često nije na željenom nivou, i zbog toga se javljaju problemi koji iziskuju iskustvo, znanje, studiozan rad i velik utrošak vremena.

Najjednostavnije je kada korisnik može automatski generirati mrežu zadovoljavajućeg kvaliteta, pa bila ona i od tetraedara, za cijeli domen. Međutim, ovo često nije moguće, u nekim slučajevima i zbog velikih zahtjeva generatora mreža za radnom memorijom računara. To onda zahtijeva segmentiranje modela na manje cjeline. Ovaj problem se nekada može riješiti i tako da se automatski kreira mreža s "krupnijim" ćelijama, što zahtijeva manje memorijske resurse, a da se zatim u ciljanim područjima primijeni opcija usitnjavanja mreže.

Jedan od izraženih problema kod automatskog generiranja mreža u jednom dijelu raspoloživih generatora mreža je i to što geometrijski reperi za formiranje mreže (na površinama modela) dovode do toga da se u mreži geometrijski složenih modela gotovo uvijek nađe jedan broj neprihvatljivih ćelija (na primjer tetraedara tankih kao list, ili oštih kao igla), koji dovode do toga da kod realizacije CFD proračuna s ovakvom mrežom dolazi do "pucanja" programa. To zahtijeva izmjene na površinama modela i kreiranje nove mreže, s posebnom pažnjom koju treba posvetiti dijelovima domena s izraženo složenom geometrijom.

Zbog tačnosti rezultata, često se preferira primjena mreže od heksaedara, uz sporadično uključivanje drugih tipova ćelija (na mjestima gdje se to ne može izbjeći), kao što su prizme. Prema iskustvu autorâ, u situacijama kada se radi o domenima složene geometrije, a kod

specifičnih istraživanja višeg nivoa, mreže se kreiraju uglavnom poluautomatski, uz manuelno formiranje ćelija na mjestima gdje se moraju uvesti prizme. U ovom slučaju se domen najprije izdijeli na podvolumene pogodnog oblika, a potom se na svakom segmentu provodi procedura definisanja broja i rasporeda ćelija. Sam postupak segmentiranja iziskuje iskustvo, jer se propusti u ovoj fazi mogu kasnije odraziti na nemogućnost kreiranja kvalitetne mreže na nekom od podvolumena modela. Ovdje je problem i to što generatori mreža kod poluautomatskog kreiranja mreža od heksaedara ne dozvoljavaju uključivanje drugih vrsta ćelija, što onda iziskuje uvođenje prelaznih podvolumena, u kojima se mora provesti pomenuto manuelno kreiranje mreže od odgovarajućih tipova ćelija.

Kod kreiranja mreža od heksaedara, u modelu formiranom u nekom 3D modeleru, često se javlja i problem proizveden segmentiranjem modela, odnosno sječenjem površina koje omeđuju isti. Ovim se često na konturnim površinama segmenata nađu trouglasti dijelovi, odsječeni od neke veće površine, koji kao reperi rasporeda ćelija "ne dozvoljavaju" kreiranje mreže od heksaedara. Rješenje za ovaj problem je da se isječeni dijelovi površina, koji zajedno tvore pojedine konturne površine segmenta, mogu povezati u cjeline, što se očekuje od novih verzija raspoloživih CAD paketa i generatora mreža.

Problem kod kreiranja mreža predstavljaju i situacije kada se u pojedinim dijelovima domena jedino manuelnim putem može dobiti mreža zadovoljavajućeg kvaliteta. Takav slučaj se ima i u situaciji kada je potrebno izvesti postepeno smanjivanje broja ćelija u dijelovima domena koji se naglašeno sužavaju (kao kod modela spirala turbopumpi), da bi se izbjegao veliki broj izrazito malih ćelija u područjima najvećih suženja. U ovom slučaju je pogodno izdvojiti jedan uski sloj segmenta, ili domena, kao prelazni dio, u kojem se mreža kreira manuelno (uvođenjem prizmi i/ili tetraedara), s postepenim smanjivanjem broja ćelija na strani suženja.

Problemi kod kreiranja mreža u velikoj mjeri su ublaženi uvođenjem proizvoljnih interfejsa, koji omogućavaju povezivanje segmenata domena s različitim topologijama ćelija na njihovim kontaktnim površinama. Tako se situacije u kojima se imaju nagla suženja modela, i u kojima se teško u kontinuitetu može nastaviti s kreiranjem kvalitetne heksa-mreže, mogu riješiti tako da se suženi dio izdvoji u poseban segment/podvolumen, u kome se kreira zasebna mreža, a zatim putem proizvoljnih interfejsa izvrši povezivanje odvojenih segmenata u jednu cjelinu.

Još jedan problem pri kreiranju mreža kod korištenih generatora nastaje kada u modelu postoje nagla suženja u obliku prizme s trougaonom osnovom, kod koje je jedan od uglova izraženo manji od druga dva (forme u obliku sjekire). U ovom slučaju se na strani nasuprot "oštrici" prizme normalno raspoređeni heksa-elementi svode u zoni "oštrice" na isti broj izraženo "oštrih" prizmi, koje nisu pogodne za CFD/CSM proračune.

Generatori mreža se dalje razvijaju s ciljem da se dovedu na nivo koji će korisnicima omogućiti znatno lakši rad. Tako neki generatori mreža već duže vrijeme pružaju mogućnost da se u sloju izabrane debljine, neposredno uz granične površine domena, formira mreža od slojeva heksaedara, a da se u preostalom dijelu domena kreiraju tetraedri, što je posebno namijenjeno CFD proračunima. Dalje se radi na razvoju generatora koji će omogućiti automatsko prilagođavanje mreža prostorima raspoloživog domena, u smislu da, između ostalog, generator sam mijenja gustinu ćelija u ovisnosti od oblika i veličine prostora, ali i rezultata provedenih analiza. Tako se u programe generatore uvode mogućnosti adaptivnog generiranja mreža, kada se na bazi rezultata, dobivenih u prethodnom koraku, automatski vrši prilagodba mreže novonastaloj situaciji. U kompaniji STAR CD su razvili generator koji mreže kreira od poliedara i dosta je onih koji smatraju da bi koncept primijenjen kod ovog generatora mogao biti budućnost ovih programa.

Kod EFD koncepta i paketa SolidWorks Flow Simulation mreže se kreiraju automatski, na način kako je to objašnjeno u šestom odjeljku.

Kod provedbe proračuna primjenom solvera CFD programâ, takođe se javljaju izvjesni problemi, koje korisniku mogu stvarati poteškoće u radu. To se prije svega odnosi na vrijeme potrebno za realizaciju proračunâ. Često ovo vrijeme zna prevazići planirani utrošak vremena i zbog toga je posebno važno znati izabrati pravi model problema, odnosno potreban i dovoljan nivo njegove složenosti. Iz istog razloga važno je znati procijeniti i pravi broj ćelija pri generiranju mreže modela.

U vezi s analizom rezultata realizovanih proračuna, puno govori rečenica napisana u jednom radu posvećenom primjeni metode konačnih elemenata, a koja glasi: "Ne vjeruj lijepim slikama!" Korisnicima ostaje da kod analize dobivenih rezultata uvijek posjeduju izvjesnu dozu sumnjičavosti, koja će sa sticanjem iskustva biti sve manje potrebna. Ovdje su svakako od velike koristi i rezultati eksperimentalnih ispitivanja.

Ovdje se svakako mora nešto kazati i u vezi sa zadavanjem početnih i graničnih uvjeta kod definisanja problema za CFD proračune. Ovi uvjeti moraju u što je moguće većoj mjeri odražavati stvarno stanje iz realne okoline. Svako znatnije odstupanje od toga može dovesti do krivih rezultata.

Ovdje je bila namjera da se ukaže na najizraženije probleme na koje nailaze korisnici kod primjene CAD i CCM/CFD metoda, prvenstveno kod dizajna i proračuna turbopumpi.

8.4 Prijedlog toka proračuna i dizajna turbopumpi

Do danas stečena teoretska znanja, te nagomilano iskustvo i brojna uspješno realizovana rješenja dizajna turbopumpi, obezbjeđuju substancijalnu tehnološku bazu iz koje se novi, unaprijeđeni i usavršeni dizajni mogu konfigurirati. Ovu bazu treba integrirati u novi sistem dizajna pumpi, u skladu s novim vremenom i novim tehnološkim mogućnostima, a s ciljem osmišljavanja sofisticiranog pristupa dizajnu pumpi. U središtu pažnje ovog dijela je definisanje forme procesa proračuna, oblikovanja i analizâ u okviru postupka dobivanja novih optimiziranih konfiguracija turbopumpi.

Na slici 2.4 data je generalna šema postupka simultanog provođenja inovativnog konstruiranja malih centrifugalnih turbopumpi, u koje spadaju i automobilske turbopumpe.

Na slici 2.5, datoj u obliku blok-dijagrama, prikazan je prijedlog toka proračuna i dizajna radijalnih turbopumpi, s detaljno razrađenom strukturom, građenom od većeg broja međusobno ovisnih nivoa i zadataka, s brojnim analitičkim procesima, koji se kao podrška pojedinim nivoima realizuju primjenom niza različitih računarskih programa. Predložena procedura predstavlja strukturu kreiranu na bazi svih dosadašnjih znanja, iskustava i realizovanih konstrukcija, u koju su inkorporirane savremene CAD i CCM tehnologije, čijim se uključivanjem želi povećati efikasnost i smanjiti potrebno vrijeme i troškove cijelog procesa. Prezentovani dijagram prvenstveno je namijenjen za automobilske radijalne turbopumpe, pa na njemu nije predviđen proračun nekih elemenata koji mogu biti sastavni dio jedne radijalne turbopumpe, kao što je na primjer pretkolo, a takođe nije predviđena ni mogućnost izbora sprovodnih elemenata iza radnog kola, jer se kod auto-pumpi u ovu svrhu redovno koristi spirala. Međutim, ovo ne umanjuje opći karakter predloženog blok-dijagrama, jer se navedene opcije mogu jednostavno, u vidu dodatnih modula, naknadno ugraditi.

U vezi s ovim blok-dijagramom, treba napomenuti da je nivo 2D modeliranja i ravninskih analiza namijenjen prvenstveno za pumpe s radijalnim radnim kolima i cilindričnim kružnolučnim lopaticama, kakve su gotovo redovno i automobilske turbopumpe, te da se ovaj nivo

može zaobići u slučajevima kada se radi o pumpama s prostorno zakrivljenim lopaticama radnih kola.

Nakon unosa podataka potrebnih za proračun pumpe (protok Q , napor Y ili $H=Y/g$ i brzina obrtanja n), u prvoj fazi procesa proračuna i dizajna radijalnih turbopumpi realizuje se klasičan proračun glavnih mjera radnog kola, primjenom nekog od konvencionalnih postupaka proračuna (na primjer postupka koji je postavio C. Pfleiderer [11]). Tu je i postupak nastao u toku realizacije ovog rada, koji predstavlja kombinaciju danas najraširenijih konvencionalnih postupaka, s dodatkom određenih poboljšanja, prvenstveno u smislu bolje organizacije i redoslijeda poslova u algoritmu ovog proračuna. Slijedi izbor oblika i proračun najprije spirale pumpe, a zatim i lopatica radnog kola. Različite geometrijske tehnike, sa ili bez podrške CAD programa, su na raspolaganju za trasiranje izabranog oblika lopatice (detaljnije o ovome biće riječi u odjeljku devet). Svi navedeni postupci proračuna i oblikovanja elemenata pumpe oslanjaju se na bazu do danas stečenih znanja i na ranije realizovana uspješna rješenja sličnih pumpi. Rezultati ovih proračuna, koji obuhvataju: glavne mjere radnog kola, geometriju spirale, te geometriju lopatica, pohranjuju se u pogodnoj formi u vidu fajlova na periferne memorije računara.

U slijedećim koracima svi poslovi su podređeni realizaciji CFD/EFD analiza, u finalnom koraku i CSM analiza, na bazi čijih rezultata dizajner donosi svoje odluke. Pri tome se postepeno povećava složenost analiziranih modela u svakoj fazi. Cilj je da se na ovaj način maksimalno racionalizira vrijeme potrebno za realizaciju cijelog posla. Kod predloženog postupka, na slijedeći, viši nivo ide se tek u momentu kada je dizajner uvjeren da je na prethodnom nivou postignuto zadovoljavajuće rješenje. Iako se svjesno činjenice da se tek na najvišem nivou, kada se analizira tok kroz cijelu pumpu, može vidjeti u punom svjetlu učinak cjelokupnog postupka proračuna i dizajna, kada se može pokazati da neka prethodno uspješno dizajnirana komponenta ima loš uticaj na cjelokupan tok, ovakav način postupnog usloznjavanja problema ipak pruža veću sigurnost u uspješno dovođenje posla do kraja. Osim toga, postupnim realizovanjem procesa dizajna korak po korak, pruža se mogućnost i da se s više sigurnosti može, u slučaju loših rezultata i poteškoća kod dizajna, locirati uzrok ovim problemima. Osnovni cilj je smanjenje utroška vremena i povećanje stepena sigurnosti u uspješnost konačnog rješenja. Svakako treba istaći i naglašenu iterativnost predloženog postupka, u skladu s prethodno prikazanim savremenim iterativnim procesom konstruiranja.

Prvi korak obuhvata kreiranje 2D modela, generiranje mreža i provođenje ravninskih CFD/EFD analiza u funkciji izbora oblika i broja lopatica radijalnog radnog kola, kod automobilskih turbopumpi najčešće s cilindričnim kružno-lučnim lopaticama.

Nakon što su definisani oblici listova lopatica i njihov broj, u drugom koraku, prije provođenja CFD/EFD analiza vrši se najprije:

- izbor oblika meridijalnog presjeka radnog kola (presjek u ravni koja prolazi kroz osu obrtanja) i
- proračun dimenzija ovog presjeka.

Dimenzije meridijalnog presjeka određuju se primjenom odgovarajućeg programa, koji, s ciljem postizanja ustaljenog strujanja kroz radno kolo, omogućava na svakom radijusu kola izračunavanje odgovarajuće širine ovog presjeka, u funkciji od dimenzije u ortogonalnom presjeku, određene oblikom i brojem lopatica. Ortogonalni presjek radnog kola predstavlja presjek u ravni okomitoj na osu obrtanja. Pomenuti program daje konturne tačke sprovednog međulopatičnog kanala kola, na bazi kojih se kreira odgovarajući 3D model. Algoritam ovog programa se bazira na postupku opisanom detaljnije u poglavlju devet.

Prije trodimenzionalnih CFD/EFD analiza toka kroz međulopatične kanale, koje se na ovom nivou realizuju bez spirale (uz pretpostavku da je pritisak na izlazu iz kanalâ kola jednak i konstantan), poželjno je kreirati i model i mrežu ulaznog dijela u radno kolo, koji dovodi vodu do ulaza u međulopatične kanale i obezbjeđuje prirodni ulaz vode u kolo. Ovaj dio kod automobilskih turbopumpi predstavlja prelazni dio od kolektora-uvodnika (na kome se nalaze dva ulazna otvora u pumpu) do radnog kola.

Cilj trodimenzionalnih CFD/EFD analiza na ovom nivou je izbor najpovoljnijeg oblika meridijalnog presjeka kola, odnosno sprovodnih međulopatičnih kanala, sa stanovišta postizanja ustaljenog relativnog strujanja radnog fluida kroz njih.

Na slijedećem nivou, prethodno kreiranim modelima ulaznog dijela u radno kolo i sprovodnih međulopatičnih kanala, dodaje se i model spirale pumpe, te nakon kreiranja njene mreže realizuju trodimenzionalne CFD/EFD analize od ulaza u ulazni dio radnog kola do izlaza iz spirale, odnosno iz pumpe. Na ovom nivou se mogu istovremeno s CFD/EFD analizama, ili naknadno kao poseban proračun, provesti i naponsko-deformacione, odnosno CSM analize radnih i ostalih elemenata pumpe (kao što su radno kolo i kućište pumpe). Ovim analizama se utvrđuju rezultati, odnosno posljedice interakcije između toka fluida i čvrstih dijelova pumpe. U tu svrhu se prethodno kreiranim modelima i mrežama toka fluida moraju dodati i modeli, odnosno mreže pomenutih čvrstih dijelova. Ove analize predstavljaju završne analize za standardne oblike radijalnih turbopumpi, dok kod automobilskih pumpi najčešće predstoji još jedan korak, u kome se mora dodati i model kolektora-uvodnika, koji kroz dva ulazna otvora obezbjeđuje sakupljanje vode ohlađene u hladnjaku, ili kod još nedovoljno zagrijanog motora usmjerene pored hladnjaka i vraćene direktno u pumpu.

Kolektori-uvodnici automobilskih turbopumpi predstavljaju poseban problem, prvenstveno zbog toga što potreba za postojanjem dva ulaza u pumpu, kao i otvora za odvod vode u slučaju "probijanja" zaptivača, često "iznjedri" takvu geometriju koja značajno utiče na smanjenje stepena efikasnosti pumpe. Zbog toga se modeliranju ovog dijela mora posvetiti posebna pažnja, kao i nalaženju novih boljih rješenja za problem uvođenja vode kroz dva ulazna otvora. U ovoj fazi se mogu uraditi prvi put, ili ponoviti u prethodnom koraku realizovane CSM analize napona i deformacija u čvrstim dijelovima turbopumpe.

Svakom od navedenih nivoa analize u odjeljku jedanaest je posvećena posebna pažnja, pojašnjeni su svi aspekti izrade modela analiziranih dijelova pumpe i generiranja njihovih mreža, te analizirani rezultati provedenih CFD/EFD i CSM analiza.

U bilo kom trenutku procesa proračuna i dizajna turbopumpi mogu biti registrovani rezultati za koje konstruktor/dizajner može zaključiti da nisu zadovoljavajući, što zahtijeva povratak u procesu do određenog nivoa, ponavljanje odgovarajućih proračuna i/ili modificiranje geometrije pojedinih elemenata pumpe. Dati blok-dijagram (slika 2.5) sugerise generalni tok progressa u ovom procesu i mogućnosti povratka s odgovarajućim strelicama na najsignifikantnijim mjestima, s kojih je moguć povratak do potrebnog ili željenog nivoa.

Nakon što je dobivena optimizirana ili zadovoljavajuća izvedba turbopumpe, slijedi izrada crteža i ostale dokumentacije, a zatim izrada i laboratorijska analiza prototipa na opitnim postrojenjima. Za potrebe laboratorijskih ispitivanja, rotor može biti izrađen na CNC mašini, ili izveden livenjem u kalupu, od plastike ili od legura lakih i obojenih metala (na primjer od legura aluminijuma). Laboratorijska ispitivanja su obično neophodna ako se zahtijevaju visoke performanse i stabilno operativno područje pumpe, pogotovo ako se u slučaju nedovoljnog obima numeričkih analiza nisu mogle konstruisati radne krive pumpe. Ova ispitivanja su neophodna i u slučaju izrade velikih serija pumpi, ali se provode i u svrhu izrade promotivnih materijala, koji su proizvođačima neophodni za efikasan nastup na tržištu.

Svakako je potrebno da inženjer dizajner, poslije završenih kompletnih laboratorijskih ispitivanja, pažljivo uporedi rezultate dobivene mjerenjima i numeričkim analizama. Svako neslaganje bi trebalo temeljno proanalizirati, tako da dizajnirana konfiguracija može biti poboljšana u procesu redizajna, ili kasnije unaprijeđena kod realizacije novih izvedbi turbopumpi.

Kako se moglo vidjeti, svakom nivou CFD/EFD analiza u datom blok-dijagramu prethodi provođenje pripremnih poslova, u koje spada i izrada 2D ili 3D modelâ. Bazu ovim modelima predstavljaju prethodno formirani fajlovi geometrije elemenata pumpe. Tokom vremena formira se baza fajlova geometrije i fajlova modela, koji mogu biti polazna osnova kod kreiranja novih konfiguracija turbopumpi. Ukoliko razlike nisu velike, moguće je da se na samom modelu realizuju izmjene, ali i u slučaju potrebe za značajnijim zahvatima, fajl geometrije sličnog modela može opet biti dobra osnova za uštedu vremena.

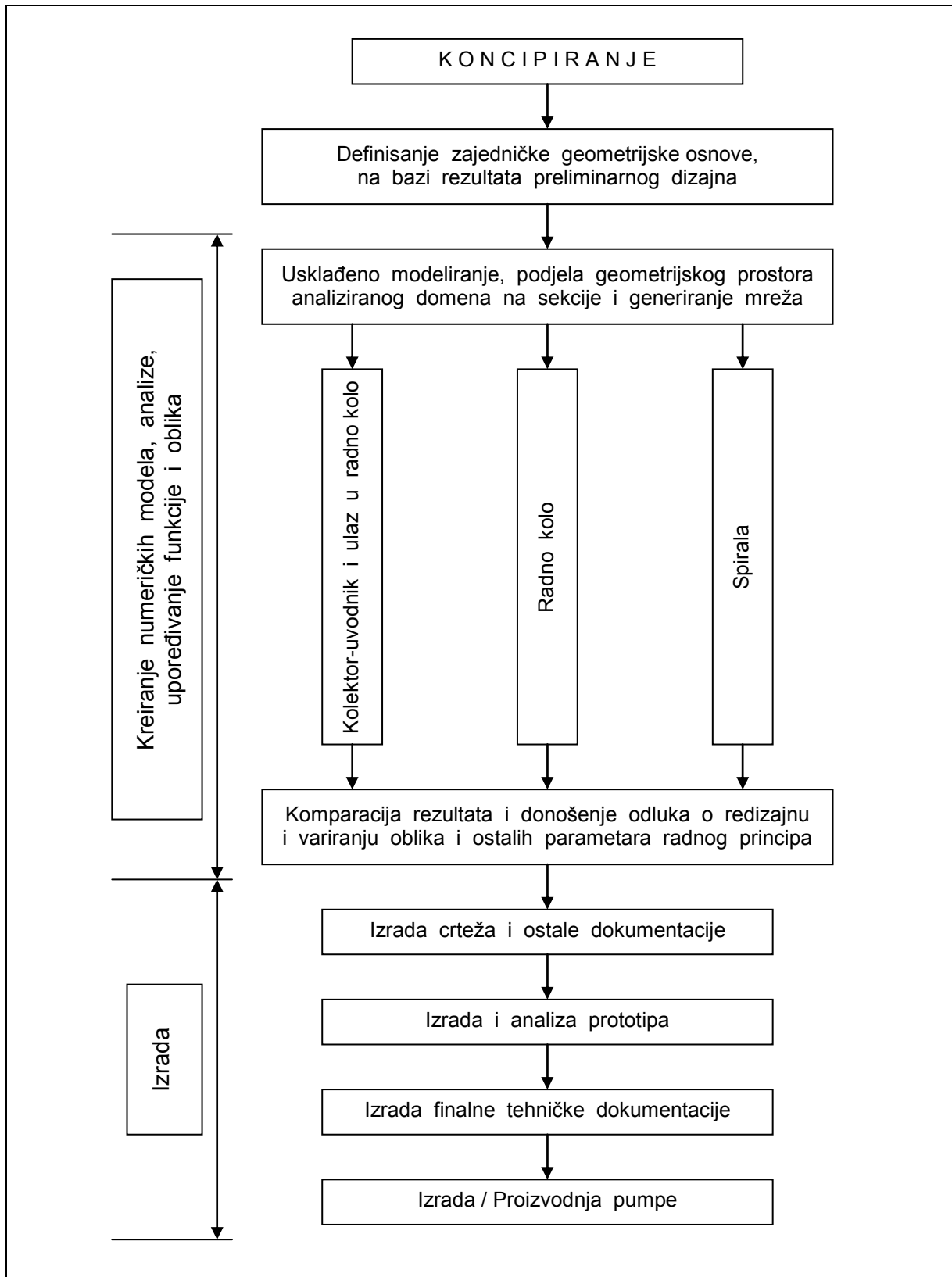
Podrazumijeva se da se svaki put nakon kreiranja neke mreže izvrši i kontrola njenog kvaliteta, i da se u slučajevima kada mreža u cjelini, ili samo u nekim dijelovima nema parametre kvaliteta u željenom rasponu vrijednosti, vraća korak nazad i kreira nova, kvalitetnija mreža u pojedinim segmentima, ili u cijelom domenu. Osim toga, i rezultati analiza mogu ukazati na potrebu izmjena na mreži, kao što je na primjer usitnjavanje mreže u pojedinim zonama. Zbog ovoga je dobro, pored fajlova cijelih modela, sačuvati i fajlove na kojima je izvršeno segmentiranje modela na manje cjeline, tako da se može:

- mreža za pojedine segmente iznova kreirati,
- izvršiti dalje segmentiranje nekog segmenta, s ciljem postizanja boljeg kvaliteta ćelija, ili usitnjavanja ćelija u nekoj zoni.

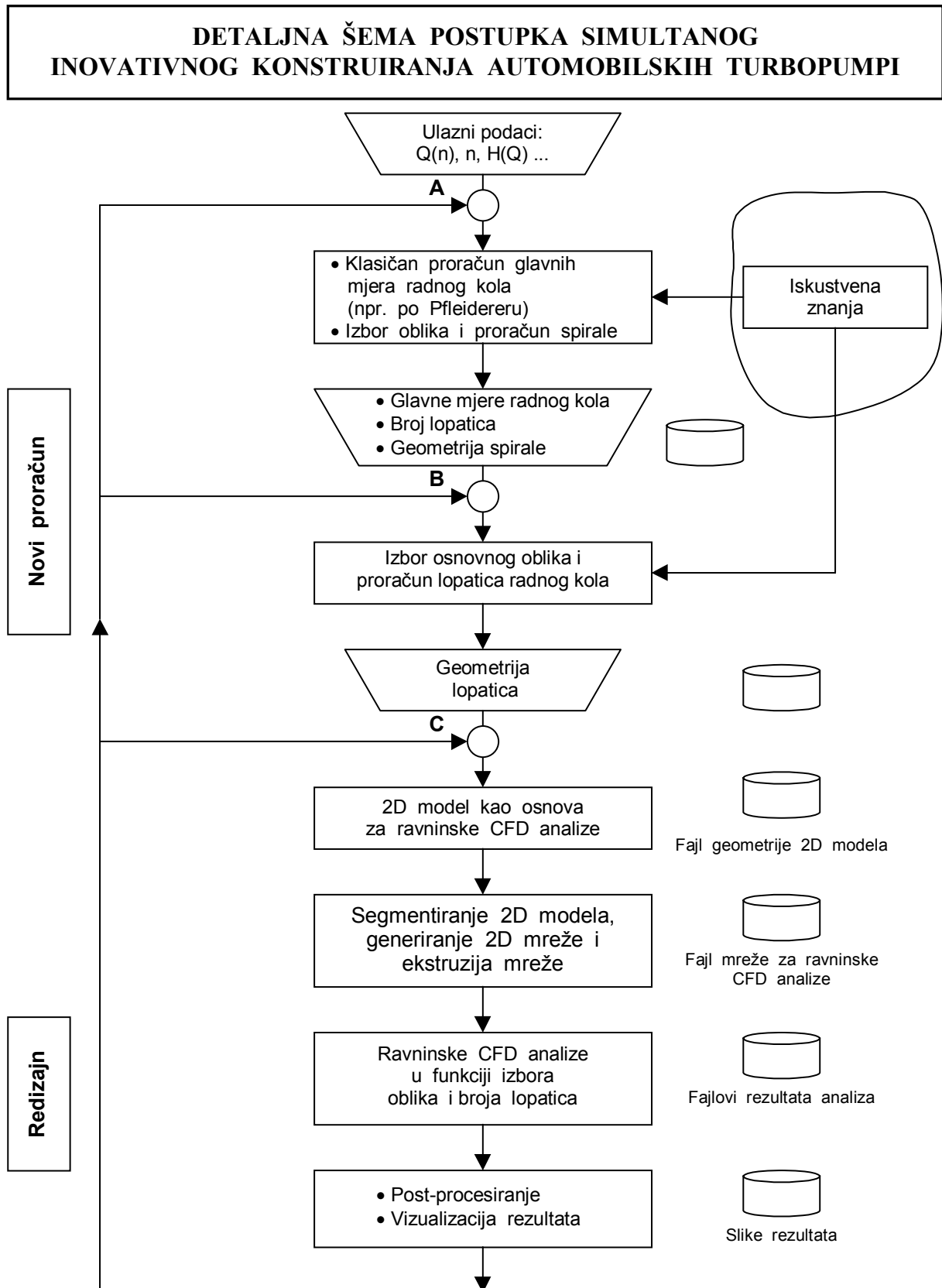
Često se dešava i da se na modelima dijelova pumpi imaju izraženo komplikovani oblici (najčešće su to prelazi iz jednog dijela domena u drugi), kada je gotovo nemoguće realizovati kvalitetnu mrežu u kontinuitetu, čak i korištenjem segmenata. U ovom slučaju kreirani segmenti omogućavaju generiranje neovisnih mreža u susjednim segmentima, koje se kasnije putem proizvoljnih interfejsa povezuju u jednu cjelinu.

Na blok-dijagramu, prikazanom na slici 2.5, generalno se radi o iterativnom procesu konstruiranja, u kojem se korak-po-korak približava finalnom rješenju. Pri tome se na svakom nivou provodi određeni broj iteracija, dok se ne dostigne zadovoljavajuće rješenje na tekućem nivou, a prije prelaska na slijedeći od njih. Kod ovoga su prisutni određeni zahtjevi, odnosno preduvjeti, koji proističu iz karaktera primijenjenog inovativnog konstruiranja i suštinskog ustrojstva korištenih numeričkih metoda. Priroda ovih preduvjeta najlakše se može predstaviti grafički, kako je to urađeno za ovaj slučaj na slici 2.4. Jedan od osnovnih preduvjeta je da se u startu mora definisati zajednička geometrijska osnova (na bazi rezultata preliminarnog dizajna), da bi se kasnije svi dijelovi analiziranog domena, dobiveni podjelom ovoga na sekcije, mogli povezati u cjelinu, prilikom kreiranja numeričkih modela. Na bazi ovako dobivene geometrijske osnove, potrebno je aktivnosti kreiranja geometrijskih modelâ i njihove podjele na sekcije i segmente, te generiranja mreža, provoditi usklađeno i simultano za sve dijelove turbopumpe, odnosno analiziranog domena. Na ovaj način se izbjegavaju neki od problema koje sa sobom nosi primjena CAD i CCM metoda, a o kojima je ranije već bilo govora.

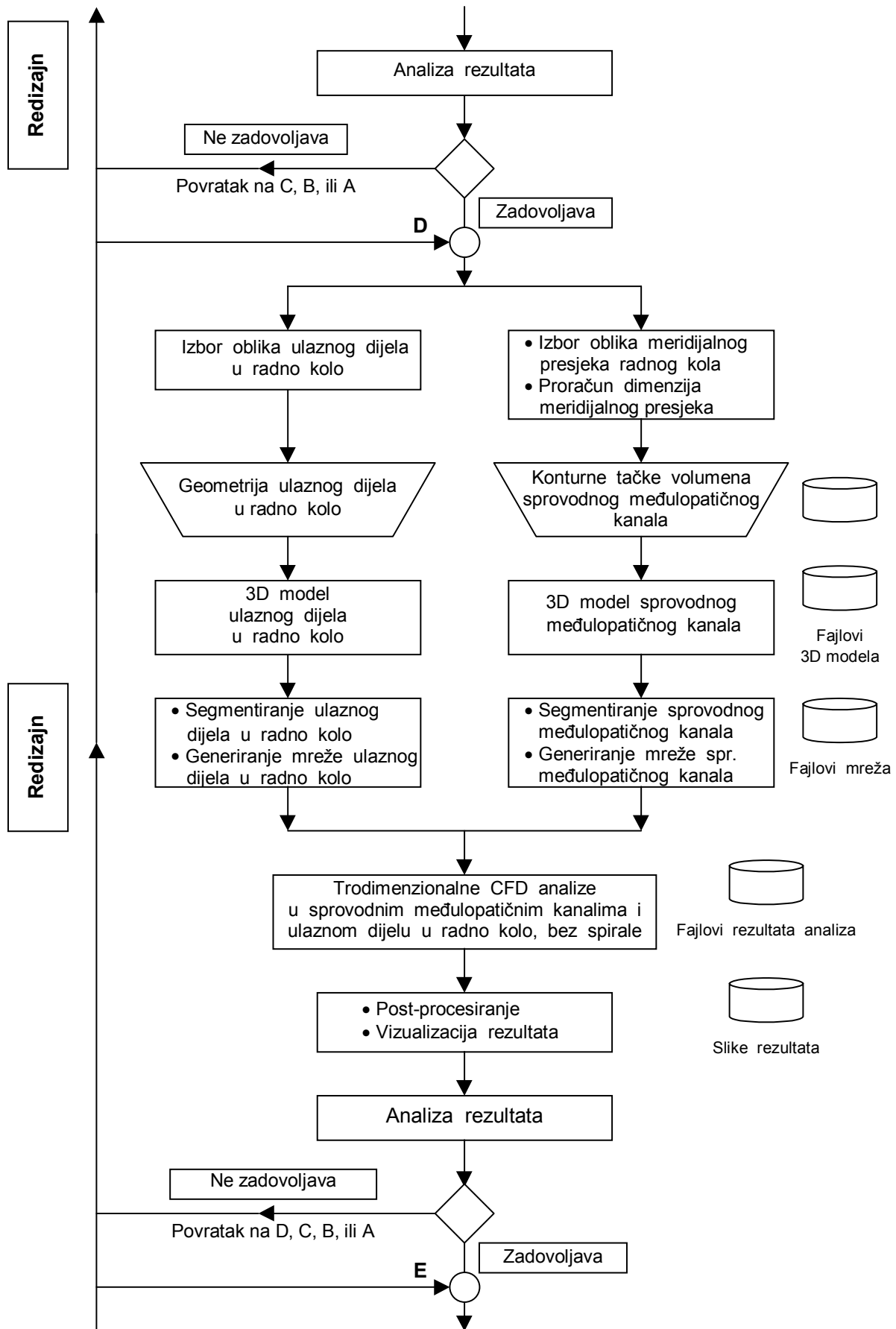
Slijedeći preduvjet je da se na svakom nivou iterativnog procesa konstruiranja turbopumpi moraju istovremeno provoditi numerički proračuni za sve dijelove modela analizirane pumpe, koji su prisutni na trenutnom nivou pomenutog procesa. Potom se vrši analiza i komparacija rezultata dobivenih za različite varijacije oblika pojedinih dijelova pumpe i ostalih parametara radnog principa, na osnovu čega se donose odluke o redizajnu i daljem variranju pomenutih parametara, sve dok se ne dođe do zadovoljavajućeg, odnosno optimalnog rješenja.



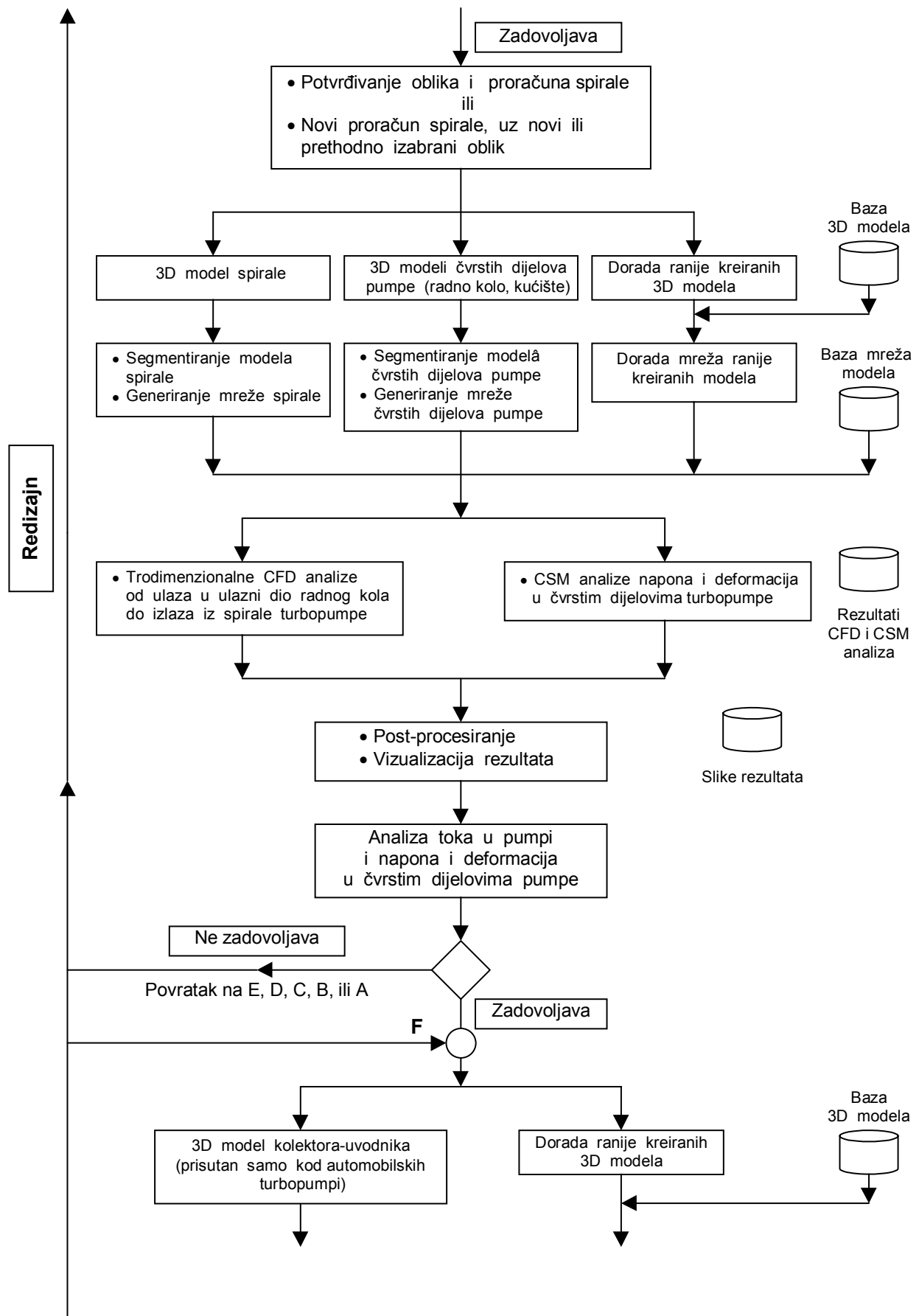
Sl. 2.4 Generalna šema postupka simultanog provođenja inovativnog konstruiranja malih centrifugalnih turbopumpi i automobilskih turbopumpi



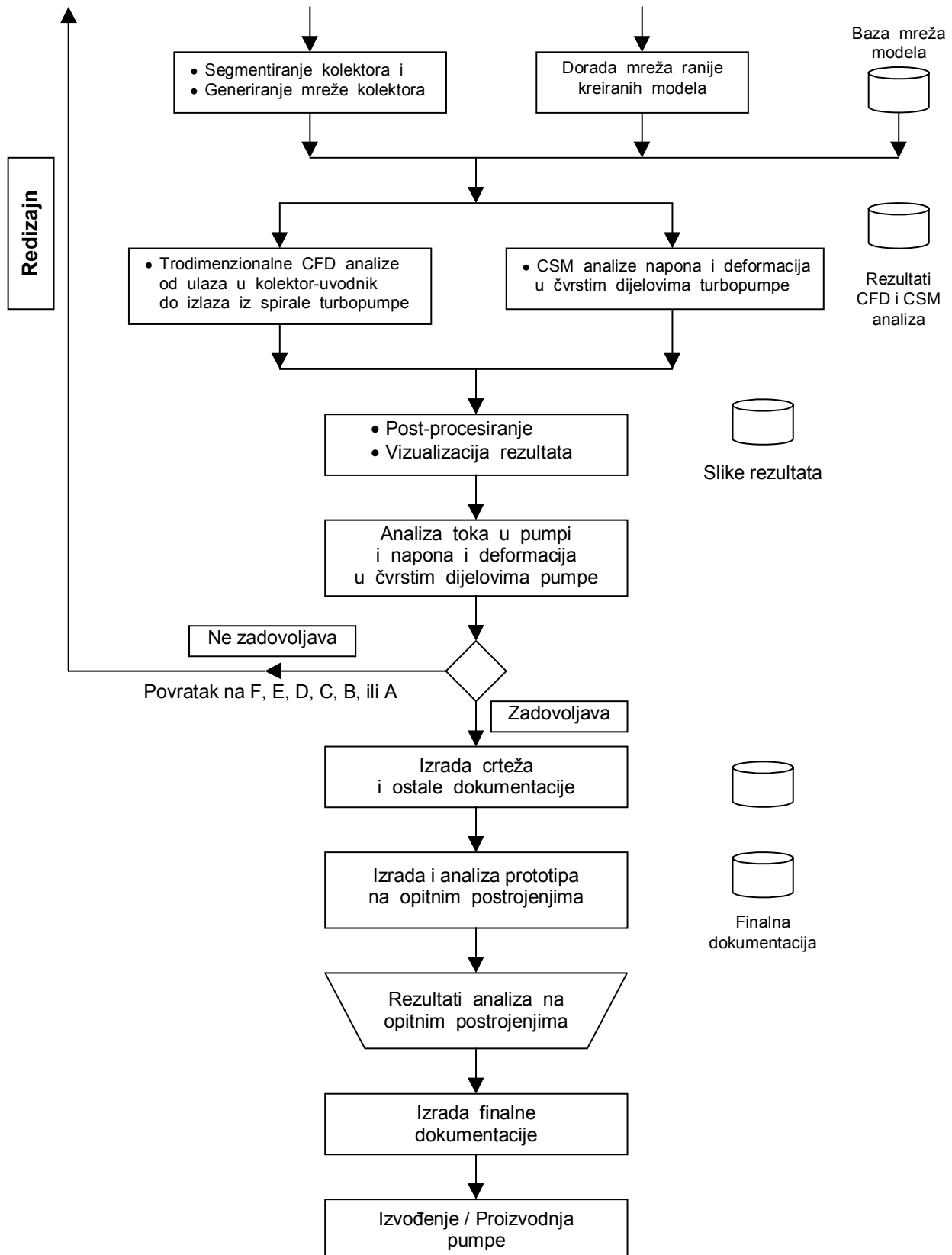
Sl. 2.5 Detaljna šema postupka simultanog inovativnog konstruiranja automobilskih turbopumpi



Sl. 2.5 Nastavak



Sl. 2.5 Nastavak



Sl. 2.5 Nastavak

Literatura

1. S. Al-Zubaidy, *Preliminary Design of Centrifugal Impellers Using Optimization Techniques*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 116, 310-315, June 1994.
2. G. Ardizzon and G. Pavesi, *Optimum incidence angle in centrifugal pumps and radial inflow turbines*, Proc Instn Mech Engrs Vol 212 Part A, 97-107, 1998.
3. M. Babić i S. Stojković, *Osnove turbomašina, Principi dejstva i matematičkog modeliranja*, Naučna knjiga, Beograd, 1990.
4. S. Balić, *Numerička analiza procesa strujanja i naponskog stanja centrifugalnih pumpi u sistemima hlađenja automobilskih motora*, disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Zenici, Zenica, 2002.
5. W. Bohl, *Strömungsmaschinen*, 2. Teil, Berechnung und Konstruktion, 4. Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg, 1991.
6. J. Duhovnik i J. Tavčar, *Elektronsko poslovanje in tehnični informacijski sistemi*, PDMS – Products Data Management Systems, LECAD, Univerza u Ljubljani, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 2000.
7. Lj. Krsmanović, A. Gajić, *Turbomašine, pumpe*, Mašinski fakultet, Beograd, 1996.
8. D. Japikse, W. D. Marcher and R. B. Furst, *Centrifugal Pump, Design and Performance*, Concepts ETI, Inc., Vermont, 1997.
9. P. Mayleben, *Pump Suction Performance Assessment*, Flow Control Network, The Global Information Network for the fluid Handling Industry, Everybody's Magazine, 19-23, August 1995.
10. B. Neumann, *The interaction between geometry and performance of a centrifugal pump*, Mechanical Engineering Publications Limited, London, 1991.
11. C. Pfleiderer, *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*, Vierte neubearbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1955.
12. H. Schulz, *Die Pumpen, Arbeitsweise, Berechnung, Konstruktion*, 13., neubearbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1977.
13. H. Sigloch, *Strömungsmaschinen, Grundlagen und Anwendungen*, 2., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 1993.

9. Definisane osnovnih konstruktivnih parametara turbopumpi u fazi preliminarnog dizajna

9.1 Izbor tipa pumpe

Prema opće raširenom pristupu pri izboru tipa pumpe, polazni elementi u ovom postupku, na kojima se zasniva i proračun, su: protok Q , napor Y , ili $H=Y/g$, i brzina obrtanja n . Prva dva podatka se daju eksplicitno, a treći se ili bira, ili je određen uslovima pogona.

Kada se radi o centrifugalnim pumpama u cirkulacijskim sistemima hlađenja automobilskih motora, zbog promjenljivog broja obrtaja motora, odnosno zbog različitog režima njegovog rada, o čemu se detaljnije može vidjeti u [1], i režim rada pomenutih pumpi nije konstantan. Zbog toga se proračun automobilskih turbopumpi, u fazi preliminarnog dizajna, na bazi primjene izraza i postupaka datih u ovom odjeljku, mora realizovati za zahtijevani raspon vrijednosti pomenutih polaznih veličina: $Q(n)$, $H(Q)$, za traženi raspon broja obrtaja n . Ovim bi trebalo da se izbjegne situacija kod koje bi izbor osnovnih konstruktivnih parametara radnih elemenata turbopumpe bio optimalno proveden za jednu radnu tačku, a da u svim ostalim tačkama (vidjeti u [1]) pumpa radi daleko od odgovarajućih BEP (Best Efficiency Point) tačaka.

Prema referentnoj literaturi, brojevi obrtaja automobilskih motora se kreću u slijedećim rasponima:

- 3000 do 4000 o/min kod dizel-motora za osobne automobile,
- 1500 do 3000 o/min kod dizel-motora za teretne automobile i autobuse,
- 2500 do 5000 o/min kod visoko-brzinskih dizel-motora i
- 4000 do 6000 o/min kod benzinskih motora.

S pomenutim polaznim podacima računa se specifični broj obrtaja ili brzohodnost n_q , za što se najčešće koristi izraz:

$$n_q = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (9.1)$$

gdje je n broj obrtaja, Q protok i H napor pumpe.

Od vrijednosti n_q zavisi veličina radnog kola (određena spoljnim prečnikom), kao i oblik i proporcije istog. Prema obliku, kola se svrstavaju u četiri osnovne grupe [6, 12, 5]:

- radijalna, s $n_q = 11$ do 38, koja se još nazivaju i radna kola male brzohodnosti, ili Radialrad Langsamläufer [6, 12];
- radijalno-osna Francisova, s $n_q = 38$ do 82, koja se nazivaju i kolima srednje brzohodnosti, ili Francis-Rad Mittelläufer [6, 12];
- radijalno-osna zavojna, s $n_q = 82$ do 164 i
- osna ili propelerna kola, s $n_q = 100$ do 500.

Pregled oblika i odgovarajućih vrijednosti brzohodnosti n_q , prenesen iz navedenih izvora, dat je na slici 9.1. Slični prikazi se mogu naći i u drugim izvorima (na primjer u [3, 9]).

Od brzohodnosti zavisi takođe karakter promjene rada struje ($Y = gH$), stepena korisnosti η i snage N u funkciji od protoka Q , što se može pregledno predstaviti crtanjem radnih krivih turbopumpe u njenom radnom području [1]. Osim toga, od brzohodnosti, ali i od veličine pumpe zavisi maksimalna vrijednost stepena korisnosti, koja se može očekivati.

U vezi s navedenim, treba imati na umu da su saznanja o uticaju brzohodnosti na oblik i veličinu radnog kola, kao i na njegove osobine, gotovo isključivo rezultat iskustava stečenih prikupljanjem i analiziranjem podataka o uspješnim konstrukcionim rješenjima turbopumpi.

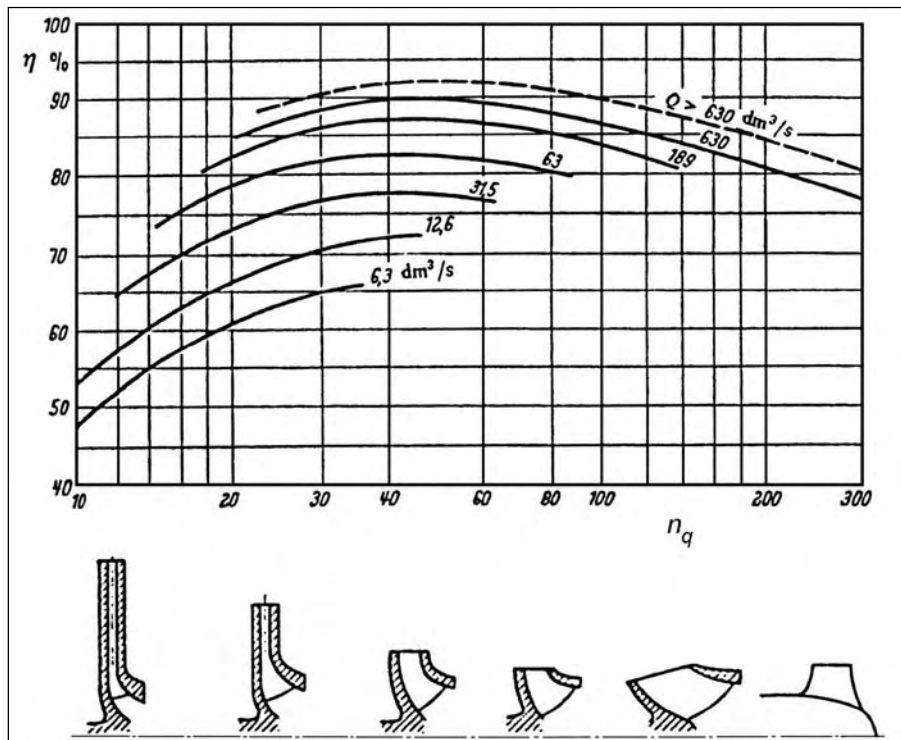
Tako su na slici 9.1 prikazane krive dobivene na osnovu iskustvenih podataka firme Worthington o tipovima i oblicima kola za vrijednosti brzohodnosti u rasponu $n_q = 11$ do 300, kao i podataka o najvećim vrijednostima stepena korisnosti, uzimajući u obzir i veličine kola, izražene nominalnim protocima. Dijagrami se odnose na jednostepena i jednostrujna radna kola.

Prema dijagramima na slici 9.1, za pumpe s protokom $Q = 6,3$ l/s, najveći stepen korisnosti dobije se kod brzohodnosti $n_q = 36$ i iznosi $\eta \cong 0,66$. Za niže vrijednosti n_q , stepen korisnosti opada i kod $n_q = 10$ iznosi oko $\eta \cong 0,48$. Veći stepeni iskorištenja postižu se, prema ovom izvoru, samo za veće protoke.

Kod automobilskih turbopumpi, protok Q u principu je niži od $Q = 6,3$ l/s, i približava se ovoj veličini samo kod pumpi za teretne automobile, i to kod većih brojeva obrtaja (4000 o/min i više). Iz ovoga bi se moglo zaključiti da se kod ovih pumpi, s manjim protocima od navedene vrijednosti, mogu očekivati i niži stepeni korisnosti od $\eta = 0,66$, zavisno i od veličine brzohodnosti n_q . Ovaj zaključak ne odgovara stvarnom stanju, jer su poznate izvedbe sličnih pumpi malog kapaciteta, kod kojih je ostvaren stepen iskorištenja veći od $\eta = 0,8$. Zbog toga ovakve dijagrame treba uvijek prihvatiti s rezervom i iskoristiti ih prvenstveno za definisanje polaznog oblika radnog kola.

Svi raspoloživi podaci ukazuju na to da zahtjeve automobilskih turbopumpi mogu zadovoljiti radijalna radna kola, iz prve grupacije, za koju se vrijednost specifičnog broja obrtaja n_q kreće u rasponu od 11 do 38. Ovo će biti potkrijepljeno i konkretnim brojčanim podacima u odjeljku 10, za neke konkretne modele pumpi, namijenjene za rashladne sisteme motora poznatih proizvođača automobila.

Za brzohodnosti n_q od 30 do 38, ali i za $n_q < 30$, radijalna radna kola se mogu, zbog poboljšanja kavitacionih performansi, izvoditi i tako da se ulazna ivica lopatice povlači ka glavčini, tako da ne leži na cilindru, te ulazni dio lopatice postaje vitoper.



Sl. 9.1 Oblici radnih kola i vrijednosti stepena iskorištenja η turbopumpi u zavisnosti od brzohodnosti n_q i veličine protoka Q , prema iskustvu firme Worthington [5]

9.2 Glavne mjere radnog kola

9.2.1 Opći pristup i polazni podaci

U praksi projektovanja pumpi, za radijalna i radijalno-osna kola često se primjenjuje model jednodimenzijskog strujanja, koji je jednostavan za primjenu, a za koji se smatra [4, 5] da u slučaju pravilne primjene empirijskih uputstava daje dovoljno pouzdane podatke za izradu prototipa. U istim izvorima se dalje navodi da je iz razloga što su svi proračunski postupci u ovoj oblasti, uključujući i najsloženije, nedovoljno pouzdani, neophodna eksperimentalna provjera izrađenog prototipa. Nakon analize eksperimentalno dobivenih podataka, donosi se odluka o usvajanju rješenja, ili o potrebnim doradama, ispravkama ili rekonstrukcijama. U krajnjem slučaju, može se ukazati potreba za izradom potpuno novog projekta.

Ovdje se polazi od toga da se primjenom prethodno pomenutog postupka mogu dobiti zadovoljavajući polazni modeli za numeričke analize i optimizaciju.

Kada se utvrdi tip kola i šema rješenja pumpe, prelazi se na proračunavanje osnovnih mjera kola, potom oblika lopatice i na kraju ostaje rješavanje konstrukcije sklopa kola, vratila i uležištenja. U zadnjem od navedenih faza realizuju se i proračuni čvrstoće i kritične brzine obrtanja.

Oblik i glavne mjere kola treba odrediti tako da se ostvari zahtijevani raspon vrijednosti pomenutih polaznih veličina: protoka $Q(n)$, napora $H(Q)$, za traženi raspon broja obrtanja n . Dakle, polazni podaci za proračun glavnih mjera kola su isti kao kod izbora tipa pumpe.

9.2.2 Metode proračuna

Kako je za potpuno dimenzionisanje strujnog prostora kola potrebno da se odredi veći broj podataka, ovaj zadatak se rješava korištenjem niza empirijskih obrazaca i preporučenih veličina i koeficijenata, koji su bazirani na ranijim uspješnim rješenjima izvedenih i ispitanih pumpi. U referentnoj literaturi je dato više metoda proračuna glavnih mjera radnog kola, a od njih su tri najčešće primjenjivane.

Prva metoda, koju je postavio C. Pfleiderer [6], zasniva se na postupnom proračunavanju najprije ulaza, a potom izlaza, korištenjem jednačine kontinuiteta i Ojlerove jednačine za turbomašine, kao i empirijskih preporuka za izbor brzina i uglova lopatica na ulazu i izlazu kola.

Drugi postupak je zasnovan na izboru karakteristike pritiska ψ [4] u zavisnosti od specifičnog broja obrtaja n_q . Na osnovu toga izračunava se vanjski prečnik kola, a potom se određuju: ulazni prečnik, širine kola na ulazu i izlazu, uglovi i broj lopatica.

Treći način proračuna se zasniva na usvajanju bezdimenzijskih koeficijenata, prema kojima se određuju oblici i dimenzije kola. Ovaj postupak je zasnovan na korištenju dijagrama koje je dao A. J. Stepanoff [11].

Kombinacija prve dvije navedene metode (s korisnim dopunama), uz veći broj empirijskih izraza i preporučenih vrijednosti različitih veličina i koeficijenata iz više izvora, uzeti su kao osnova za u ovoj monografiji primijenjen postupak proračuna, odnosno provjere oblika i dimenzija radnih kola u fazi preliminarnog dizajna malih centrifugalnih turbopumpi, pa i automobilskih turbopumpi. Osnovni cilj primjene ovog postupka, u pomenutoj fazi preliminarnog dizajna, je dobivanje upotrebljive polazne geometrije radnih elemenata i protočnih prostora turbopumpi. A sve to zbog toga što se u primjenu CFD/CSM metoda mora ući s nekim konkretnim oblicima, koji će se podvrći analizi i eventualnom redizajnu, s ciljem postizanja što boljih karakteristika dizajnirane konfiguracije turbopumpe.

Pomenuti postupak - kombinacija prve dvije navedene metode, zahtijeva znatno studiozniji pristup i seriozna istraživanja, radi potvrđivanja opravdanosti primijenjenih postavki, i zbog toga nije izložen u ovoj monografiji. Umjesto ovog postupka, prikazana je metoda zasnovana na izboru karakteristike pritiska ψ [4]. Ostaje zadatak da se nastave istraživanja započeta na ovom području, s ciljem definisanja još efikasnijeg metoda proračuna osnovnih konstruktivnih parametara radnih kola i ostalih elemenata turbopumpi, koji će omogućiti da se faza preliminarnog dizajna prolazi još brže i efikasnije, nego što to omogućavaju trenutno raspoloživi postupci.

9.2.3 Proračun radijalnog radnog kola prema karakteristici pritiska ψ (die Druckzahl [4])

Definisanje oblika i proračun dimenzija radnih kola male i srednje brzohodnosti, zasnovani su u osnovi na istom principu.

Proračun radijalnog radnog kola prema karakteristici pritika ψ počinje s određivanjem vanjskog prečnika radnog kola D_2 i odvija se u slijedećim koracima:

a) Vanjski prečnik radnog kola D_2

Karakteristika pritiska ψ (die Druckzahl [4]) određena je izrazom:

$$\psi = \frac{2Y}{u_2^2} = \frac{2gH}{u_2^2} \quad (9.2)$$

gdje je Y specifični jedinični rad, n broj obrtaja i

$$u_2 = D_2 \pi n \quad (9.3)$$

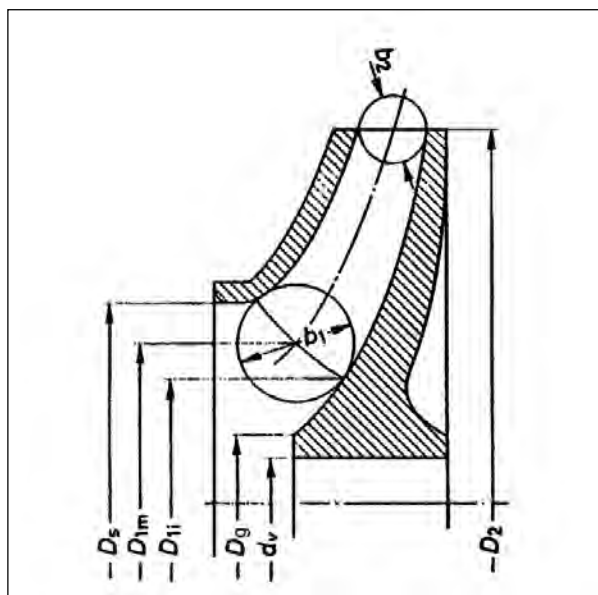
Vanjski prečnik radnog kola, prema slici 9.2, izračunava se primjenom izraza:

$$D_2 = 0,45 \frac{1}{n} \sqrt{\frac{Y}{\psi}} \quad (9.4)$$

Pri tome se, prema [4], vrijednost karakteristike pritiska ψ , potrebne u izrazu (9.4), može za vrijednosti specifičnog broja obrtaja u rasponu $n_q = 15$ do 60, odrediti pomoću izraza:

$$\psi \approx \frac{2}{n_q^{1/5}} \quad (9.5)$$

Prema istom izvoru, za pumpe sa spiralom, vrijednost karakteristike pritiska ψ se alternativno može uzeti iz raspona $\psi = 0,9$ do 1.



Sl. 9.2 Meridijalni presjek radnog kola male i srednje brzohodnosti

b) Prečnik usisnog otvora D_s

U slučaju kada vratilo prolazi kroz usisni prostor pumpe, površina ulaznog presjeka kola je jednaka:

$$A_s = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_g^2) \quad (9.6)$$

gdje je D_s usisni prečnik na ulazu u radno kolo, a D_g prečnik glavčine radnog kola (slika 9.2).

Za konzolno postavljeno kolo, u prethodnom izrazu se gubi površina glavčine, jer se ona povlači ka zadnjem disku kola, pa se prethodni izraz svodi na:

$$A_s = \frac{\pi}{4} D_s^2 \quad (9.7)$$

Brzina na usisnom otvoru određuje se empirijskim obrascem:

$$c_s = \varepsilon \sqrt{2Y} = \varepsilon \sqrt{2gH} \quad (9.8)$$

gdje je H napor pumpe, dok je ε koeficijent koji se može odrediti iz dijagrama na slici 9.3.

U [4] se navodi preporučeni raspon za brzinu c_s :

$$c_s = 2 \text{ do } 4 \text{ m/s}$$

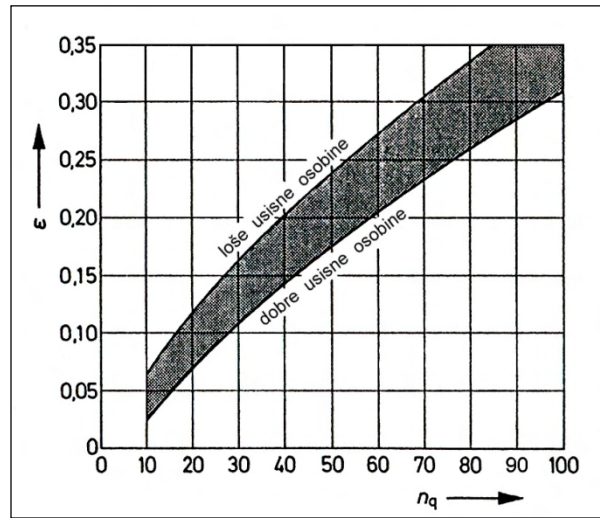
U istom izvoru se navodi i izraz koji je za koeficijent ε dao Pfleiderer:

$$\varepsilon = (1,5 \div 3,0) \cdot 10^{-2} n_q^{2/3} \quad (9.9)$$

Sada se izračunava prečnik vratila pumpe d_v , na osnovu naprezanja na uvijanje:

$$d_v = \sqrt{\frac{16M_u}{\pi k_t}} = \sqrt{\frac{16N}{\pi \omega k_t}} \quad (9.10)$$

gdje je M_u momenat uvijanja, k_t dozvoljeni napon na uvijanje, N snaga, a ω ugaona brzina kola.



Sl. 9.3 Koeficijent ε za radijalno radno kolo

Prečnik glavčine radnog kola određuje se prema izrazu:

$$D_g \approx (1,3 \text{ do } 1,4) d_v \quad (9.11)$$

Za izračunavanje prečnika usisnog otvora, najprije se određuje površina ovog otvora A_s :

$$A_s = \frac{Q'}{c_s} = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_g^2) \quad (9.12)$$

gdje je Q' stvarni protok kroz kolo, kod koga su uzeti u obzir zapreminski gubici, odnosno procurivanje kroz procjepe, prema izrazu:

$$Q' = \frac{Q}{\eta_1} \quad (9.13)$$

u kome je η_1 zapreminski stepen korisnosti, za koji Lomakin daje slijedeći empirijski izraz [48]:

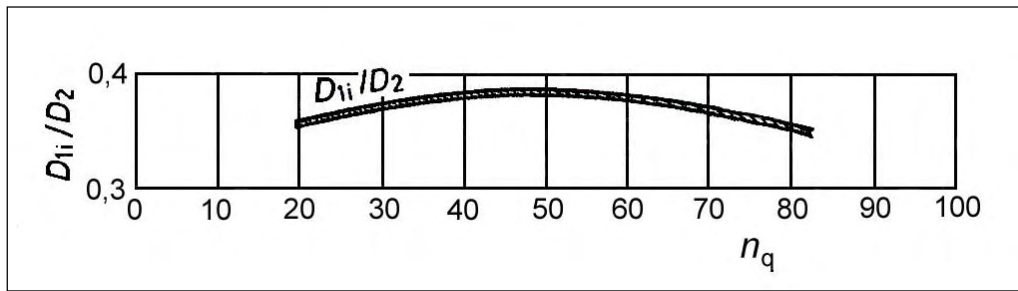
$$\frac{1}{\eta_1} \approx 1 + \frac{0,287}{n_q^{2/3}} \quad (9.14)$$

Konačno je prečnik usisnog otvora jednak:

$$D_s = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi \eta_1 c_s} + D_g^2} \quad (9.15)$$

c) Ostali prečnici radijalnog radnog kola

Jedan od preostalih nedefinisanih prečnika radijalnog radnog kola, prema slici 9.2, je unutrašnji prečnik ulazne ivice lopatice D_{1i} , i njegova vrijednost se može odrediti primjenom dijagrama na slici 9.4, prenesenom iz [4], na kojem je data ovisnost omjera prečnika D_{1i}/D_2 od specifičnog broja obrtaja n_q .

Sl. 9.4 Dijagram ovisnosti omjera D_{1i}/D_2 od specifičnog broja obrtaja n_q

Srednji prečnik D_{1m} (slika 9.2), određen je izrazom:

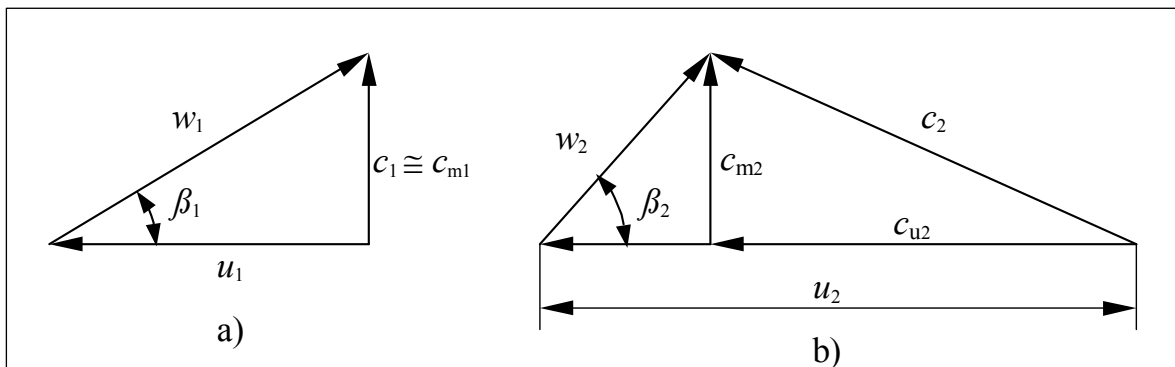
$$D_{1m} \approx \frac{D_s + D_{1i}}{2} \quad (9.16)$$

d) Širine radnog kola b_2 i b_1

Širine radnog kola b_2 i b_1 će se odrediti preko meridijalnih brzina c_{m2} i c_{m1} (trouglovi brzina na ulazu i izlazu iz radnog kola dati su na slici 9.5), koje su proporcionalne specifičnom jediničnom radu Y :

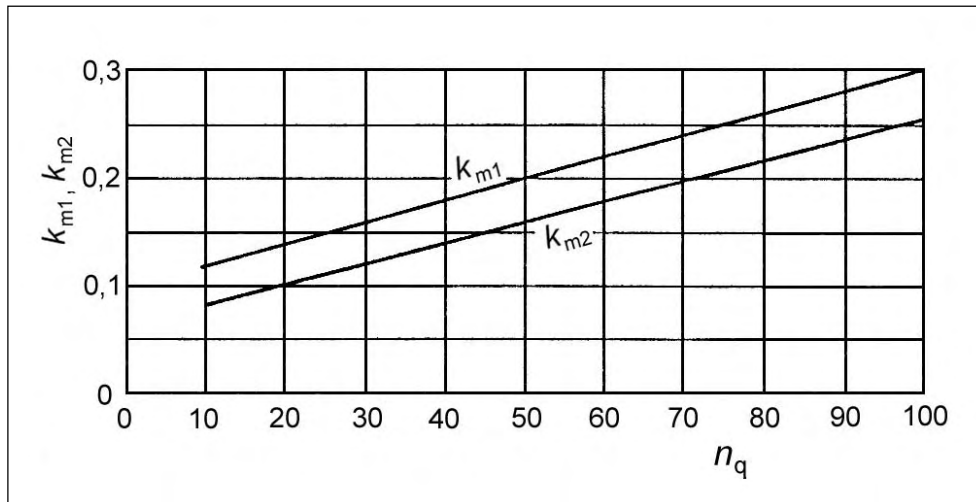
$$c_{m2} = k_{m2} \sqrt{2Y} \quad (9.17a)$$

$$c_{m1} = k_{m1} \sqrt{2Y} \quad (9.17b)$$



Sl. 9.5 Trouglovi brzina na ulazu a) i izlazu iz radnog kola b)

Koeficijenti k_{m2} i k_{m1} su ovisni o specifičnom broju obrtaja n_q i mogu se odrediti iz dijagrama na slici 9.6.

Sl. 9.6 Dijagrami koeficijenata k_{m1} i k_{m2} u funkciji od specifičnog broja obrtaja n_q

Širine radnog kola se određuju pomoću izraza:

$$b_2 = \frac{Q'}{D_2 \pi c_{m2}} k_2 \quad (9.18a)$$

$$b_1 = \frac{Q'}{D_{1m} \pi c_{m1}} k_1 \quad (9.18b)$$

gdje su k_1 i k_2 koeficijenti suženja protočnih presjeka na ulazu i izlazu međulopatičnog kanala kola, zbog debljine lopatice. U prvoj fazi proračuna, usvajaju se približne vrijednosti ovih koeficijenata. Prema referentnoj literaturi (na primjer [4, 8]), obično se uzima da je $k_1 = 1,1$ do $1,2$, a $k_2 = 1,05$ do $1,1$. U finalnoj fazi proračuna, koriste se posebni izrazi za određivanje stvarnih vrijednosti ovih koeficijenata. Isti su dati u nastavku teksta, na mjestu gdje se govori o korekciji proračuna.

U [4] se navodi da je u različitim literaturnim izvorima za veličinu meridijalne brzine na ulazu u kolo preporučeni raspon:

$$c_{m1} \approx (1,1, \text{ do } 1,3) c_s \quad (9.19)$$

e) Uglovi lopatica β_1 i β_2

Ulazni ugao lopatice β_1 određuje se iz količnika meridijalne i obodne brzine, prema izrazu:

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{m1}}{u_1} \quad (9.20)$$

Kod koso položene ulazne ivice mijenja se ugao β_1 s od radijusa zavisnom obodnom brzinom u_1 i to daje prostorno lučno savijene lopatice u ulaznoj zoni.

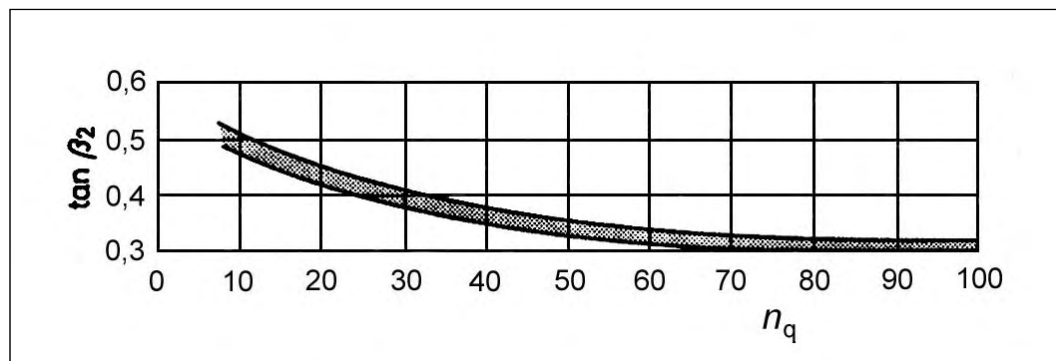
Uobičajeno područje za ugao β_1 leži u rasponu od 10° do 30° [4].

Izlazni ugao β_2 određuje se preko obodne komponente c_{u2} na izlazu kola:

$$\beta_2 = \arctan \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} \quad (9.21)$$

U referentnoj literaturi je za ugao β_2 predviđeno područje od 15° do 45° , pri čemu je područje od 20° do 30° posebno preporučeno [4]. Za određivanje orijentacione vrijednosti ugla β_2 može se,

prema navedenom izvoru, primijeniti dijagram dat na slici 9.7, na kome je ovaj ugao dat u zavisnosti od specifičnog broja obrtaja n_q .



Sl. 9.7 Orientacione vrijednosti izlaznog ugla lpatice β_2 radijalnog radnog kola, u funkciji od specifičnog broja obrtaja n_q

f) Izbor broja lopatica

Broj lopatica radnog kola se određuje prvenstveno na bazi iskustva. To potvrđuje i citat iz [6]: "Mali broj lopatica čini i površinu trenja radnog kola malom, a pojednostavljuje i njegovu izradu, dok istodobno povećava pritisak po lopatici, kao i razliku brzine na objema njenim stranama. Zbog toga dolazi do povećanja zone odvajanja struje od stijenke i gubitaka u strujnom kanalu. Porast pritiska po lopatici takođe povećava opasnost od kavitacije, umanjujući usisnu moć pumpe. Međutim, nemoguće je računskim putem odrediti najpogodniji broj lopatica radnog kola pumpe, tako da se zadovolje traženi uvjeti rada." Kako ni novija literatura ne pruža izvedene relacije za proračun broja lopatica, ovim citatom želi se istaći da izbor broja lopatica još uvijek počiva na poluempirijskim relacijama, u kojima se koeficijenti biraju prema iskustvu, te tako projektirana kola pumpi često ne ostvaruju željene efekte.

Za određivanje broja lopatica su u referentnoj literaturi (pa i u [4]) dati, između ostalih, i slijedeći empirijski izrazi:

$$z \approx \beta_2 / 3, \quad (9.22)$$

$$\text{ili } z \approx 2\pi \frac{D_{1m} + D_{2m}}{D_{2m} - D_{1m}} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}, \quad (9.23)$$

pri čemu je, kod radnih kola male i srednje brzohodnosti, $D_{2m} = D_2$, prema slici 9.2.

g) Korekcija proračuna

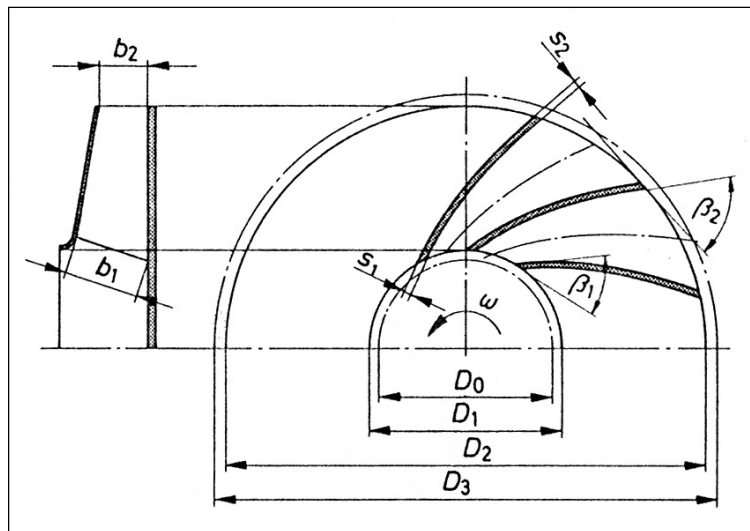
U finalnom dijelu proračuna radijalnog radnog kola, nakon što se odrede njegove osnovne dimenzije, broj lopatica, te debljina, odnosno profil lopatice, iterativnim postupkom [4] se provodi korekcija proračuna i postupno dolazi do konačnih dimenzija. U tom smislu se izračunavaju vrijednosti koficijenata k_1 i k_2 , prema slijedećim izrazima:

$$k_1 = \frac{D_1 \pi}{D_1 \pi - z \frac{s_1}{\sin \beta_1}} \quad (9.24a)$$

$$k_2 = \frac{D_2 \pi}{D_2 \pi - z \frac{s_2}{\sin \beta_2}} \quad (9.24b)$$

gdje su s_1 i s_2 debljine lopatice na ulazu i izlazu međulopatičnog kanala, prema slici 9.8. Potom se izračunane vrijednosti ovih koeficijenata upoređuju s njihovim na početku proračuna usvojenim/pretpostavljenim veličinama. Ako se dobije velika razlika, proračun se ponavlja s novoizračunatim vrijednostima koeficijenata k_1 i k_2 , pri čemu se kao rezultat na ulaznom presjeku dobije nova vrijednost ugla β_1 , a kod izlaznog presjeka korigovana vrijednost ugla β_2 i izlazna širina radnog kola b_2 . Proračun se ponavlja sve dok vrijednosti pomenutih koeficijenata u zadnjem i prethodnom koraku ne budu približno jednake.

Opisani postupak korekcije srednje meridijalne brzine c_{m1} na ulaznoj ivici i c_{m2} na izlaznoj ivici lopatice, pomoću jednačina (9.24), nije naročito tačan (prema [4]), jer ove relacije ne uzimaju u obzir ni debljinu graničnog sloja, ni veličinu "mrtve" zone radnog fluida u izlaznoj zoni kola, zbog kojih dolazi do porasta srednje meridijalne brzine. Međutim, u preliminarnoj fazi dizajna, ovaj postupak pruža mogućnost dobivanja polaznih oblika kola, s kojima se može ići u postupak optimizacije, primjenom CFD i CSM metoda.



Sl. 9.8 Geometrijski parametri radnog kola na ulazu i izlazu međulopatičnog kanala

h) Dodatna napomena o oblicima izvedbi radijalnog radnog kola

Osim zatvorene izvedbe radnog kola (slika 9.2), kod malih centrifugalnih turbopumpi, a pogotovo kod automobilskih turbopumpi koristi se i njegov otvoreni oblik (u nekim izvorima ovakvo kolo se naziva poluotvorenim), koji nema prednjeg diska – diska na ulaznoj strani. Prednost ovakvih kola prvenstveno je u jednostavnijoj izradi i nižim troškovima proizvodnje. Otvorena strana kola se postavlja do kućišta pumpe, s određenim zazorom (slika 10.3), koji može dovesti do smanjenja dobavne količine fluida i manometarske visine dizanja pumpe, pa se o ovom detalju mora posebno voditi računa kod dizajna ovakvih radnih kola.

9.3 Konstruktivni parametri oblika lopatica

Oblik lopatice se utvrđuje za prethodno definisane prečnike na ulazu D_1 (D_{1m}) i D_2 na izlazu radnog kola, te za uglove β_1 i β_2 , kojima se određuju nagibi tangenti krajnjih tačaka srednje linije lopatice prema obimnim brzinama.

9.3.1 Metode oblikovanja lopatica

Strujno polje koje se formira u međulopatičnim prostorima turbomašine uslovljeno je oblikom strujnog prostora, time i oblikom lopatica, brzinom obrtanja kola i spoljašnjim opterećenjima. Pri projektovanju turbomašina teži se ostvarivanju strujanja s minimalnim gubicima pri nominalnom režimu, ali je realnost da se ovaj cilj teško ostvaruje. Razlog ovome je prvo što oblik strujnog prostora nije jednoznačno definisan nominalnim radnim parametrima i drugo, što ne postoje egzaktne rješenja jednačina kretanja fluida. Stvar se dodatno usložnjava u situacijama kada se ima promjenljiv režim rada turbomašine, kakav je slučaj i s malim centrifugalnim, kao i s automobilskim turbopumpama.

Pri određivanju polja brzine, kod konvencionalnih metoda se usvajaju određene pretpostavke, koje uprošćavaju zadatak i omogućavaju dobivanje rješenja koja, u manjoj ili većoj mjeri, zadovoljavaju postavljene zahtjeve. Najviši stepen uprošćavanja ima se kod pretpostavke o jednodimenzijском tečenju, koje je u potpunosti definisano jednom, po pravilu srednjom strujnom linijom.

Lopaticе projektovane prema jednodimenzijском strujnom modelu su cilindrične, odnosno nepromjenljivog oblika, posmatrano u pravcu ose kola. U ovom slučaju se radi o radijalnom kolu, kod koga se uzima da nema promjene brzine po pravcu normalnom na pretpostavljene strujne ravni normalne na osu kola. U ovoj monografiji je na više mjesta pominjano i pokazano da radna kola automobilskih turbopumpi s cilindričnim lopaticama, pa čak i s lopaticama u obliku pravca, predstavljaju dobro rješenje, zbog čega u ovoj fazi dizajna i nije potrebno primjenjivati složenije i zahtjevnije modele strujanja od jednodimenzijского. To tim prije što i ovi modeli, kako je već rečeno, imaju brojna uprošćavanja, i njihova primjena u ovoj fazi, poslije koje slijedi primjena savremenih numeričkih metoda analiza strujanja, ne bi imala nikakvo opravdanje.

9.3.2 Cilindrične radijalne lopaticе

Cilindrične radijalne lopaticе obezbjeđuju međulopatične prostore s centrifugalnim radijalnim strujanjem, za koje se mogu primijeniti jednodimenzijски strujni modeli. Oblik lopatice se u ovom slučaju određuje na osnovu glavnih mjera kola koje obuhvataju: ulazni i izlazni radijus (r_1 i r_2) radnog kola, te ulazni i izlazni ugao lopatice (β_1 i β_2). Na bazi ovih podataka traži se srednja linija profila, koja treba da omogući, u što je moguće većem stepenu, kontinualnu promjenu brzine od ulaznog do izlaznog presjeka kola.

Srednja linija lopatice se izvodi kontinualnom krivom, po mogućnosti bez prevojnih tačaka, koja ulazni krug s radijusom r_1 siječe pod uglom β_1 , a izlazni krug s radijusom r_2 pod uglom β_2 . Prije postupka utvrđivanja geometrijskih parametara srednje linije lopatice, potrebno je prvo izabrati tip krive, a prema [5], na raspolaganju su:

- kružni luk,

- dva kružna luka,
- parabola,
- logaritamska spirala i slično,

ili se primjenjuje postupak konstrukcije srednje linije lopatice "tačka po tačka", kod koga je potrebno unaprijed izabrati zakon promjene brzine w fluida od ulaza do izlaza iz radnog kola, ili zakon promjene ugla nagiba β ove linije lopatice.

Kružno-lučne lopatice

Lopatice "savijene" po kružno-lučnoj liniji podesne su zbog lakog izvođenja i povoljnog djelovanja na strujno polje, te se često primjenjuju, naročito za radijalna kola pumpi.

Na slici 9.9a) prikazana je konstrukcija kružno-lučne linije lopatice. Prvo se povlači linija iz centra O do presjeka s vanjskom kružnicom kola u tački B , čime se određuje položaj završne tačke lopatice. Linija povučena iz tačke O pod uglom $(\beta_1 + \beta_2)$ u odnosu na prvu liniju OB , u presjeku s kružnicom radijusa r_1 (ulazni krug kola) daje tačku K . Pravac povučen iz tačke B kroz tačku K u presjeku s kružnicom Or_1 definiše tačku A , koja predstavlja početnu tačku lopatice.

Tačka M , kao središte luka lopatice AB , koji kružnicu Or_1 siječe pod uglom β_1 , a kružnicu Or_2 pod uglom β_2 , dobije se u presjeku tri pravca: simetrale duži AB , pravca povučenog iz tačke B pod uglom β_2 prema duži OB i pravca povučenog iz tačke A pod uglom β_1 prema radijusu $OA = r_1$.

Rastojanja AM i BM su jednaka i podudarna s radijusom kružnog luka lopatice AB . Upotrijebiće se slijedeće oznake:

$$\overline{AM} = \overline{BM} = R \quad \text{i} \quad \overline{OM} = r$$

Primjenom kosinusne teoreme na trouglove OMB i OMA (slika 9.9a)) dobiju se slijedeće relacije:

$$r^2 = R^2 + r_2^2 - 2Rr_2 \cos\beta_2 \quad (9.25a)$$

$$r^2 = R^2 + r_1^2 - 2Rr_1 \cos\beta_1 \quad (9.25b)$$

Iz ovih jednačina slijedi izraz:

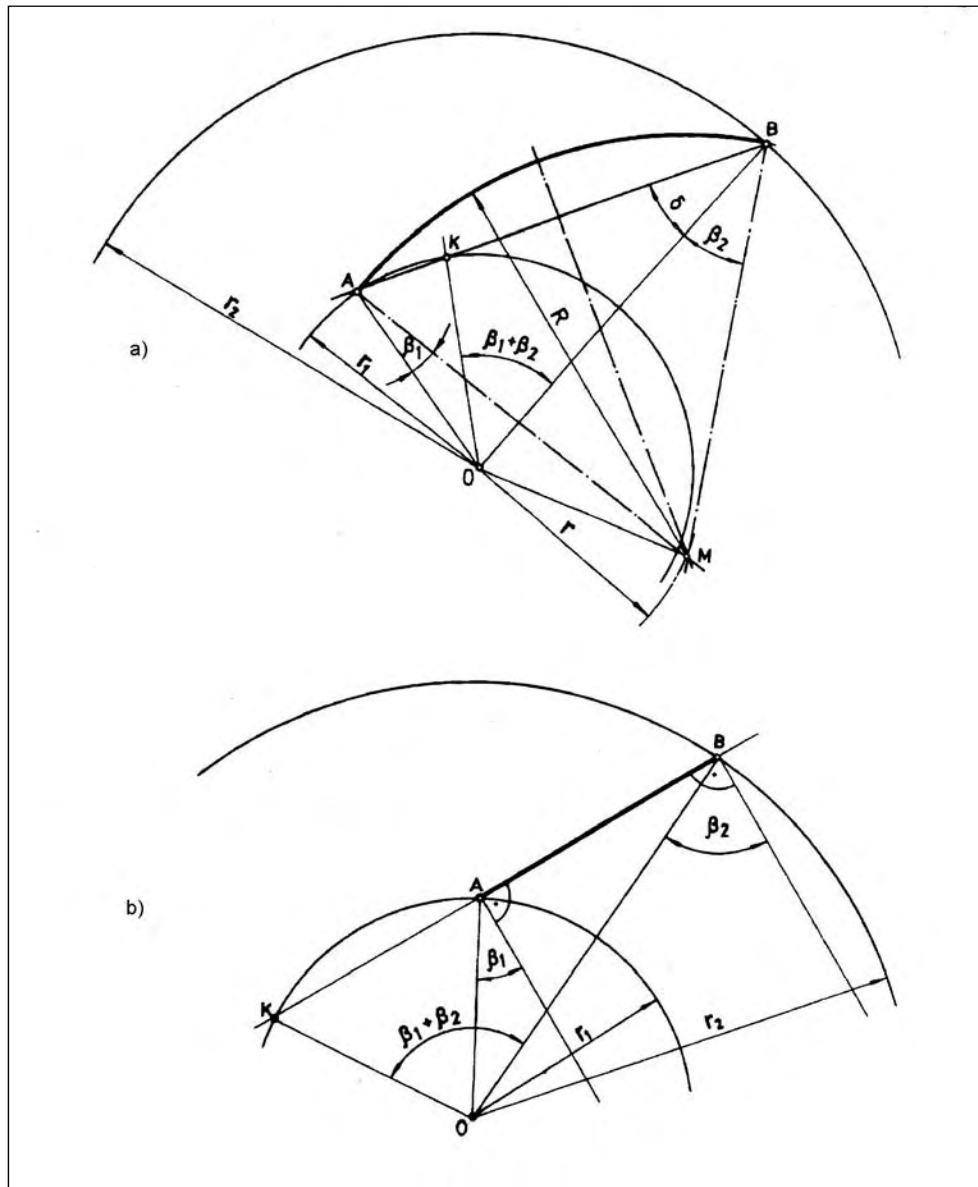
$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos\beta_2 - r_1 \cos\beta_1)} \quad (9.26)$$

Radijus R određuje se iz jednačine (9.26), a zatim radijus r primjenom jedne od jednačina (9.25).

U slučaju da se dobije da je:

$$r_2 \cos\beta_2 = r_1 \cos\beta_1$$

lopatica je prava (slika 9.9b), jer radijus R teži beskrajno velikoj vrijednosti.



Sl. 9.9 Konstrukcija srednje linije lopatice
a) kružni luk, b) pravac

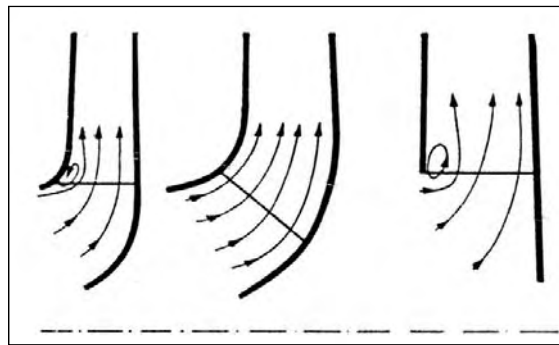
9.4 Konstruktivni parametri oblika sprovodnog međulopatičnog kanala

Nakon izbora oblika i broja lopatica radnog kola, slijedeći posebno važan korak je oblikovanje sprovodnog međulopatičnog kanala. Osnova za dobivanje 3D modela ovog kanala je njegov meridijalni presjek (presjek radnog kola s ravninom koja prolazi kroz osu obrtanja). Kod izbora polaznog oblika meridijalnog presjeka na raspolaganju je veći broj varijanti, kako je to pokazano i na slici (9.10), uzetoj iz [12]. O važnosti ove faze u dizajnu turbomašina govori i rad grupe autora [2], u kojem se za fazu izbora oblika meridijalnog presjeka radnog kola predlažu numeričke analize toka kroz prostorni osnosimetrični model kanala bez lopatica i bez obrtanja i sa simulacijom potencijalnog toka. Ovaj rad, uz sva pojednostavljenja i nedostatke kod pristupa problemu, ukazuje na potrebu konstruktora turbomašina, pored ostalog i za efikasnim alatom za

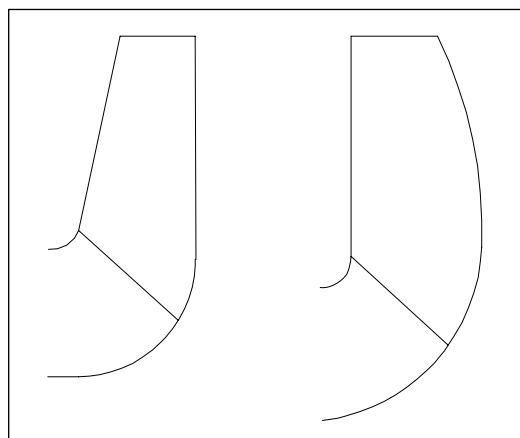
oblikovanjem međulopatičnih kanala, a takođe potvrđuje mogućnosti metodike dizajna turbopumpi, predložene u [1], kao i "alata" – CFD, odnosno EFD programa, na čijoj primjeni se, između ostalog, i bazira ova metodika.

Kod turbopumpi cirkulacijskih sistema hlađenja automobilskih motora, iz više razloga, od kojih su na prvom mjestu cijena koštanja i jednostavnost izvedbe, nameću se oblici meridijalnih presjeka radnih kola, dati na slici 9.11.

Uz oblikovanje sprovodnog međulopatičnog kanala logično je da se istovremeno definiše i oblik ulaza (inlet) u radno kolo, kako je to pokazano na slikama 9.10 i 9.11. Kod otvorenih radnih kola, koja su najčešća kod automobilskih turbopumpi, zaobljenje na gornjoj strani ulazne ivice lopatice izvodi se u kućištu, ili u poklopcu pumpe, dok se kod zatvorenih kola ovo zaobljenje izvodi zajedno s prednjim vijencem kola. Sa stanovišta numeričkih CFD analiza, pomenuti pristup istovremenog oblikovanja ulaza u radno kolo i međulopatičnih kanala ima prednost u tome da se analizirani domen u ovom slučaju sastoji od ulaznog prostora, koji dovodi vodu pred ulazne ivice lopatica, i same međulopatične kanale (slika 9.11). Ovakav pristup, kroz uvođenje modela ulaznog dijela u radno kolo (za razliku od gotovo uobičajenog pristupa, kod koga se posmatraju samo međulopatični kanali), omogućava zadavanje realnijih graničnih uvjeta na ulazu u kolo i dobivanje realnije slike strujanja radnog fluida kroz pumpu. Oblik ulaznog dijela u radno kolo kod analizirane automobilske turbopumpe nešto je složeniji od principijelnih prikaza ovog dijela kola na slici 9.11, i najbolje se može vidjeti na slikama u odjeljku 10.



Sl. 9.10 Varijante oblika meridijalnog presjeka sprovodnog međulopatičnog kanala [12]



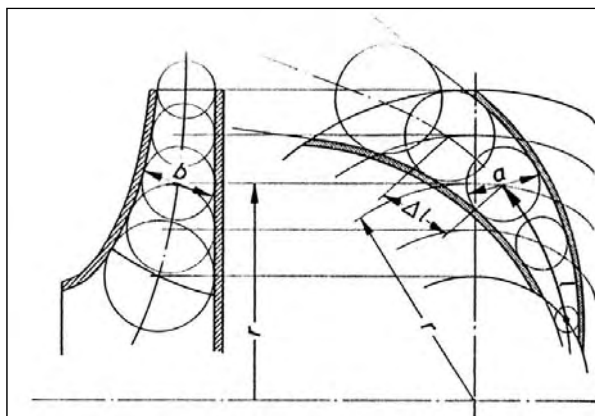
Sl. 9.11 Oblici meridijalnog presjeka pogodni za automobilske turbopumpe

Treba naglasiti da je u postupku izbora oblika meridijalnog presjeka radnog kola, kao i u analizama kvalitete izabranog oblika u okviru ovog postupka, uključen i uticaj ugla nagiba ulazne ivice lopatica, kao sastavnog elementa geometrije meridijalnog presjeka kola.

9.4.1 Definisiranje polaznog oblika

U skladu s jednačinom kontinuiteta, cilj je da se za poznati raspon protoka Q u svakom presjeku međulopatičnog kanala, okomitom na pravac strujanja, odredi dubina kanala u ovisnosti od širine kanala za posmatrani presjek (koja je ranije već određena definisanjem oblika i broja lopatica) i traženog protoka.

Postupak određivanja dubinâ b duž međulopatičnog kanala, odnosno definisanja dimenzija meridijalnog presjeka radijalnog radnog kola, prikazan je na slici 9.12. Za realizaciju ovog postupka potrebno je najprije izabrati funkciju promjene površine poprečnog presjeka kanala $A_k = f(l)$, gdje je l dužina kanala, ili još jednostavnije funkciju $A_k = f(r)$, kod koje je r radijus kola koji se kreće od r_1 do r_2 .



Sl. 9.12 Definisiranje dimenzija sprovodnog međulopatičnog kanala, odnosno meridijalnog presjeka radijalnog radnog kola

Površina poprečnog presjeka međulopatičnog kanala jednaka je:

$$A_k = a b$$

gdje je a širina poprečnog presjeka kanala, ranije definisana izborom oblika i broja lopatica, a b dubina kanala. Za određivanje površine A_k ulaznog presjeka kod $r = r_1$, i izlaznog presjeka za $r = r_2$, potrebno je, pored veličine protoka Q (iz njegovog zahtijevanog raspona), poznavati i relativne brzine fluida w_1 i w_2 u ovim presjecima. U ovoj fazi dizajna i proračuna, jedini u zadovoljavajućem stepenu pouzdan izvor za ovaj podatak predstavljaju konvencionalni postupci proračuna, prema kojima su za radno kolo turbopumpe ove brzine jednake (prema trouglovima brzina na slici 9.5):

$$w_1 = \frac{c_{m1}}{\sin \beta_1} \quad (9.27a)$$

$$w_2 = \frac{c_{m2}}{\sin \beta_2} \quad (9.27b)$$

odakle je:

$$A_{k1} = \frac{Q}{w_1} \quad (9.28a)$$

$$A_{k2} = \frac{Q}{w_2} \quad (9.28b)$$

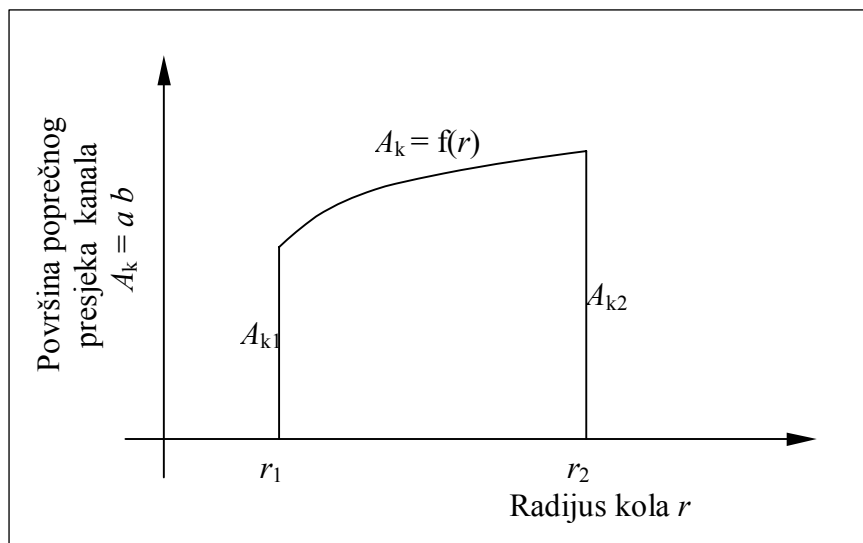
Prikazani postupak je približan, ali u ovoj fazi predstavlja jedino zadovoljavajuće rješenje za dobivanje što kvalitetnijeg polaznog modela međulopatičnog kanala. Pri tome se brzine c_{m1} i c_{m2} izračunavaju primjenom izraza (9.17) i (9.19), uz preporučeni raspon brzine na usisnom otvoru $c_s = 2$ do 4 m/s [4].

Pošto su u prethodnom koraku određeni osnovni geometrijski parametri radnog kola (D_2 , D_s , d_v , D_g , D_1/D_{1m} , b_1 , b_2 , itd.), može se nacrtati njegov meridijalni presjek. Pri ovome je neophodno da se širina radnog kola blago mijenja od ulaza do izlaza.

Poželjno je da promjena relativne brzine w bude blaga i kontinuirana, bez maksimuma i minimuma, odnosno međulopatični kanal treba da osigura kontinualnu promjenu brzine s minimalnim hidrauličnim gubicima strujne energije.

Oblik funkcije $A_k = f(r)$ treba kreirati tako da ima blagi kontinuirani porast, odnosno pad vrijednosti (slika 9.13), zavisno od dobivenih vrijednosti za površine A_{k1} i A_{k2} . Njen izbor najjednostavnije je provesti uz pomoć programa za tabelarne izračune (na primjer Excel), kojim se u tabelu između već izračunatih vrijednosti A_k za radijuse r_1 do r_2 , može unijeti niz vrijednosti A_{ki} za međuradijuse, nastojeći da se dobije kriva željenog oblika. Nakon provjere oblika dobivene krive u pomenutom programu, postupak možemo ponavljati sve do postizanja zadovoljavajućeg rezultata. Dobivena tabela se može snimiti u posebnu ASCII datoteku, te poslije koristiti u programu za definisanje meridijalnog presjeka radnog kola, odnosno dubina b_1 sprovednog međulopatičnog kanala. Za brze analize može se uzeti i linearna funkcija $A_k = f(r)$.

U referentnoj literaturi (na primjer [10]), za definisanje polaznog oblika sprovednog međulopatičnog kanala preporučuju se i algoritmi koji polaze od pretpostavke da je promjena relativne brzine kroz međulopatične kanale linearna, ili da je promjena nagiba lopatice β od ulaza do izlaza iz radnog kola linearna.



Sl. 9.13 Izbor funkcije promjene površine poprečnog presjeka sprovednog međulopatičnog kanala

Literatura

1. S. Balić, *Numerička analiza procesa strujanja i naponskog stanja centrifugalnih pumpi u sistemima hlađenja automobilskih motora*, disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Zenici, Zenica, 2002.
2. A. Baya, M. O. Popoviciu, and the other, *Flow Analysis and Hydraulic Loss Estimation in Runer's Passage of a radial-axial Pump-Turbine*, International Conference Heavy Machinery HM'96, Kraljevo, 1996.
3. W. Bohl, *Strömungsmaschinen*, 1. Teil, Aufbau und Wirkungsweise, 6., überarbeitete Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg, 1994.
4. W. Bohl, *Strömungsmaschinen*, 2. Teil, Berechnung und Konstruktion, 4. Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg, 1991.
5. Lj. Krsmanović, A. Gajić, *Turbomašine, pumpe*, Mašinski fakultet, Beograd, 1996.
6. C. Pfleiderer, *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*, Vierte neubearbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1955.
7. Lj. Pilić-Rabadan, *Energetska karakteristika pumpe srednje brzohodnosti kod raznih položaja ulaznog brida lopatice*, Zbornik radova I., Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Splitu, Split, 1990.
8. B. Ristić, *Pumpe i pumpne stanice*, Naučna knjiga, Beograd, 1991.
9. H. Schulz, *Die Pumpen, Arbeitsweise, Berechnung, Konstruktion*, 13., neubearbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1977.
10. H. Sigloch, *Strömungsmaschinen, Grundlagen und Anwendungen*, 2., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 1993.
11. A. J. Stepanoff, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, New York, 1957.
12. F. J. Weber, *Arbeitsmaschinen, II Teil, Kreiselpumpen und kreiselverdichter*, Dritte, verbesserte auflage, VEB Verlag Technik, Berlin, 1962

10. Eksperimentalna ispitivanja malih centrifugalnih turbopumpi

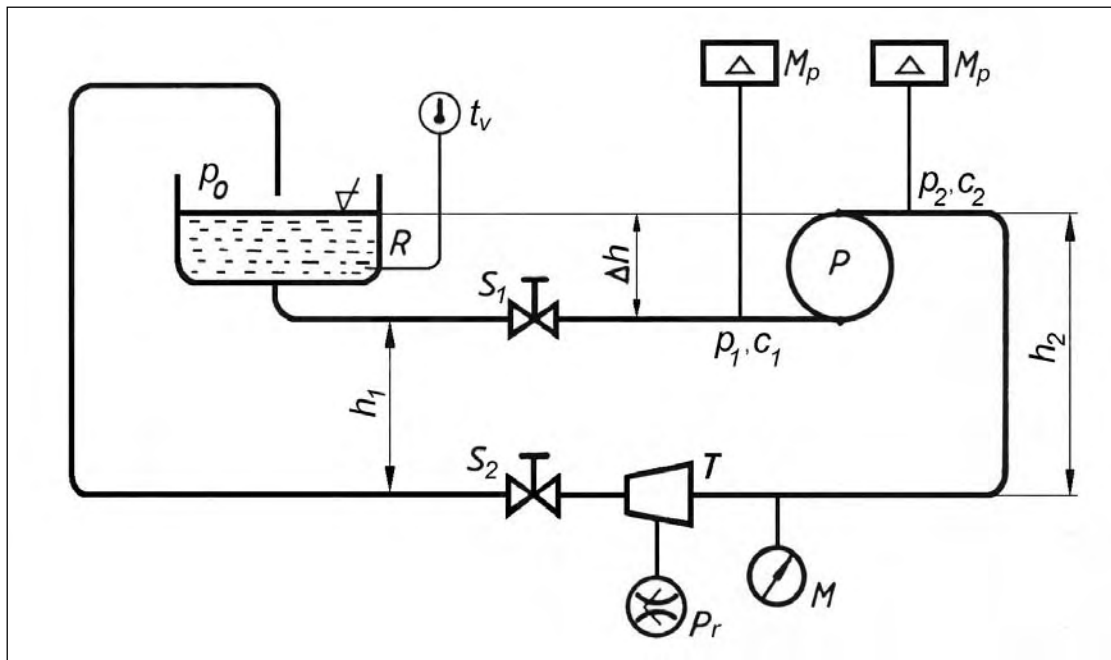
10.1 Uvod

U toku priprema za realizaciju numeričkih analiza, realizovanih u [1], izvršen je putem Interneta uvid u ponudu automobilskih turbopumpi na svjetskom tržištu, najprije da bi se stekla slika o tipu i oblicima radnih elemenata, prvenstveno radnih kola, a zatim prikupili podaci o radnim karakteristikama ovih pumpi. Nakon toga su, s istim ciljem, pregledane i pumpe iz proizvodnog programa jednog proizvođača ovih pumpi, te analizirane njihove radne karakteristike i rezultati ispitivanja na opitnim postrojenjima izabranih modela pumpi iz pomenutog programa.

Eksperimentalna ispitivanja izabranih modela automobilskih turbopumpi provedena su prvenstveno da bi se dobile vrijednosti njihovih radnih karakteristika, koje će se moći uporediti s rezultatima numeričkih proračuna modela ovih pumpi, da bi se na osnovu toga izvršila potvrda tvrdnje da se primjenom numeričkih metoda mogu uspješno analizirati strujanja radnog fluida i složeni efekti interakcije istog s radnim elementima pumpi u cirkulacionim sistemima hlađenja automobilskih motora, te da se mogu dobiti rezultati sa zadovoljavajućom tačnošću, koji će biti upotrebljivi za inženjerske proračune i dizajn ovih, ali i drugih tipova malih centrifugalnih turbopumpi.

Osim toga, eksperimentalna ispitivanja su provedena i da bi se dobila potpunija slika o radnim karakteristikama automobilskih turbopumpi s najčešće primjenjivanim modelima radnih kola, odnosno oblicima njihovih lopatica. Pri tome je posebna pažnja usmjerena na uporedne analize karakteristika radnog kola u otvorenoj varijanti (bez prednjeg diska) i njegovog zatvorenog oblika (s prednjim diskom, prema slici 10.2). Analize su provedene na dva modela pumpi, pri čemu je prvi imao otvoreno radno kolo, dok je drugi, kod istog kućišta, imao dvije varijante istog, prvu s otvorenim, i drugu sa zatvorenim kolom. Kod oba modela, prednja izvodnica meridijalnog presjeka kola izvedena je u obliku pravca (slika 10.4).

Na slici 10.1 dat je šematski prikaz opitnog postrojenja, na kome su provedena pomenuta eksperimentalna ispitivanja izabranih modela automobilskih turbopumpi. Postrojenje je izvedeno tako da obezbjeđuje zatvoreni krug strujanja vode, kao radnog fluida. Protok vode se reguliše slavinama (ventilima) S_1 i S_2 , a mjeri pomoću turbine i s njom povezanog protokomjera P_r . Na usisnoj i potisnoj strani pumpe, mjeri se odgovarajući pritisak p_i , a u slučaju ispitivanja sa zagrijavanjem vode, može se mjeriti i njena temperatura t_v . Kod prikazanog opitnog postrojenja, mjesta mjerenja pritiska su, zbog primjene fleksibilnih priključnih crijeva, kojima se pumpa uključuje u zatvoreni tok, distancirana od nivoa ispitivane pumpe. Na usisnoj strani, mjerno mjesto je 0,5 m ispod, a na potisnoj strani 0,2 m iznad nivoa pumpe. Ova činjenica će biti uzeta u obzir kod uporedbe rezultata eksperimentalnih i numeričkih analiza izabranih modela automobilskih turbopumpi.

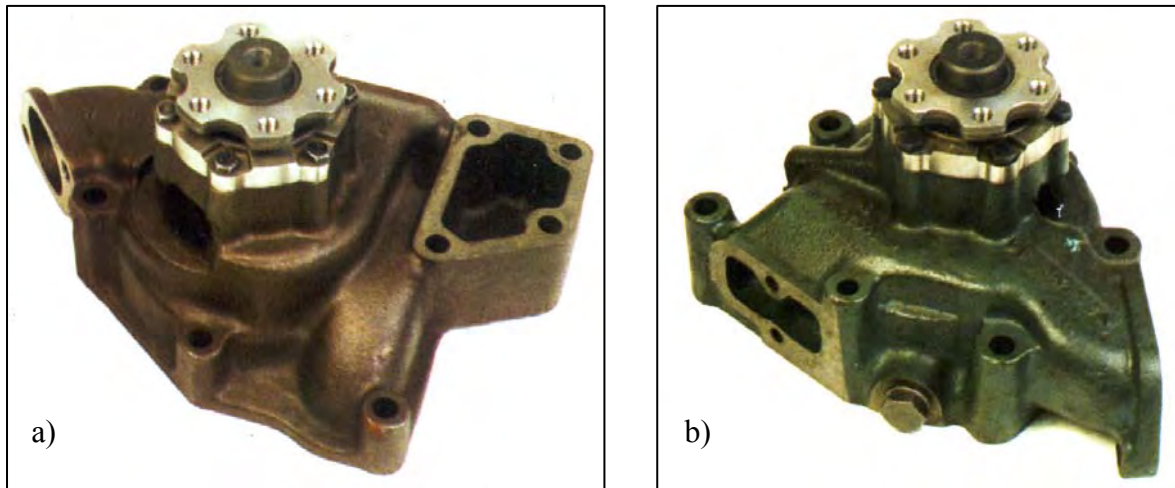


Sl. 10.1 Šematski prikaz opitnog postrojenja, na kome su provedena eksperimentalna ispitivanja izabranih modela automobilskih turbopumpi

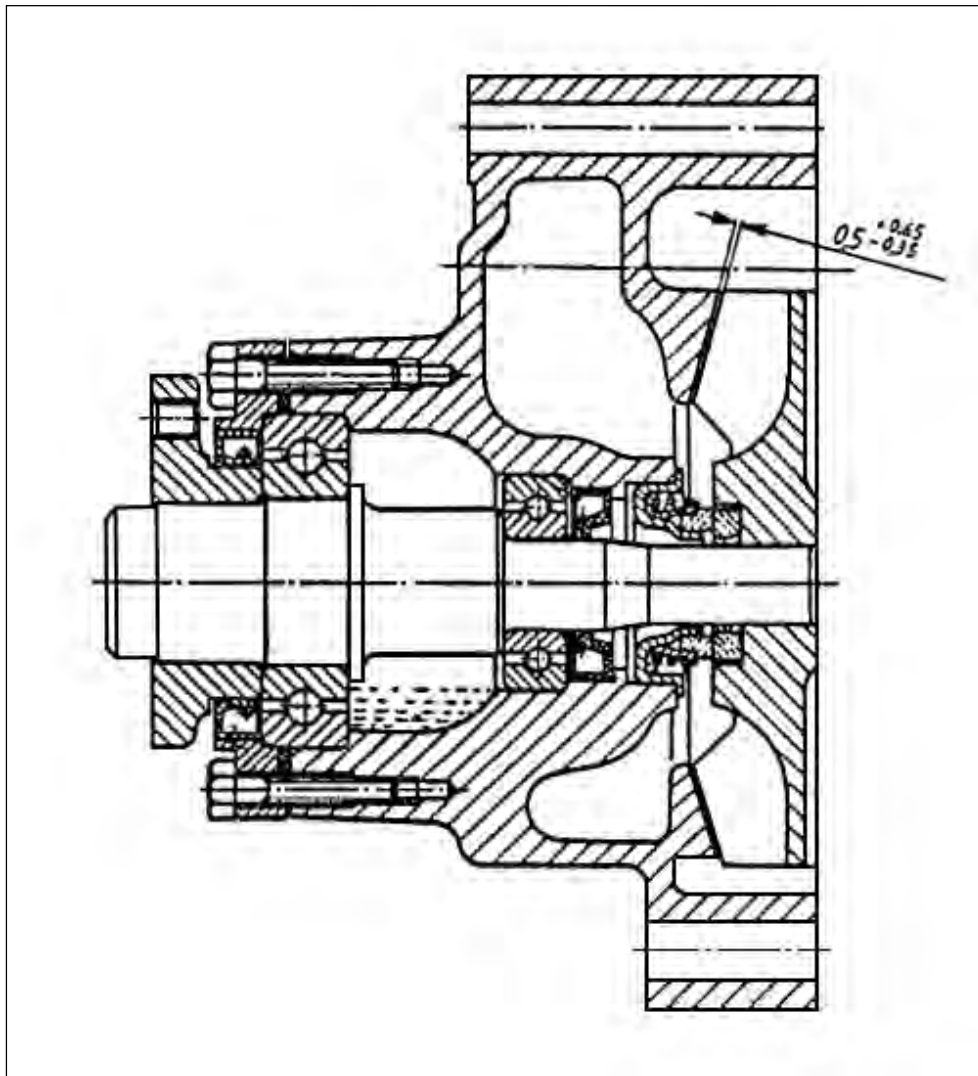
P – pumpa, R – rezervoar, S_i – slavine (ventili), T – turbina, P_r – protokomjer, M – manometar, M_p – jedinica za mjerenje pritiska, p_1 – pritisak vode na usisnoj strani pumpe, p_2 – pritisak na potisnoj strani pumpe, c_1 – brzina vode na usisnoj strani, c_2 – brzina vode na potisnoj strani pumpe, t_v – termometar

10.2 Prvi model automobilske turbopumpe, s otvorenim radnim kolom

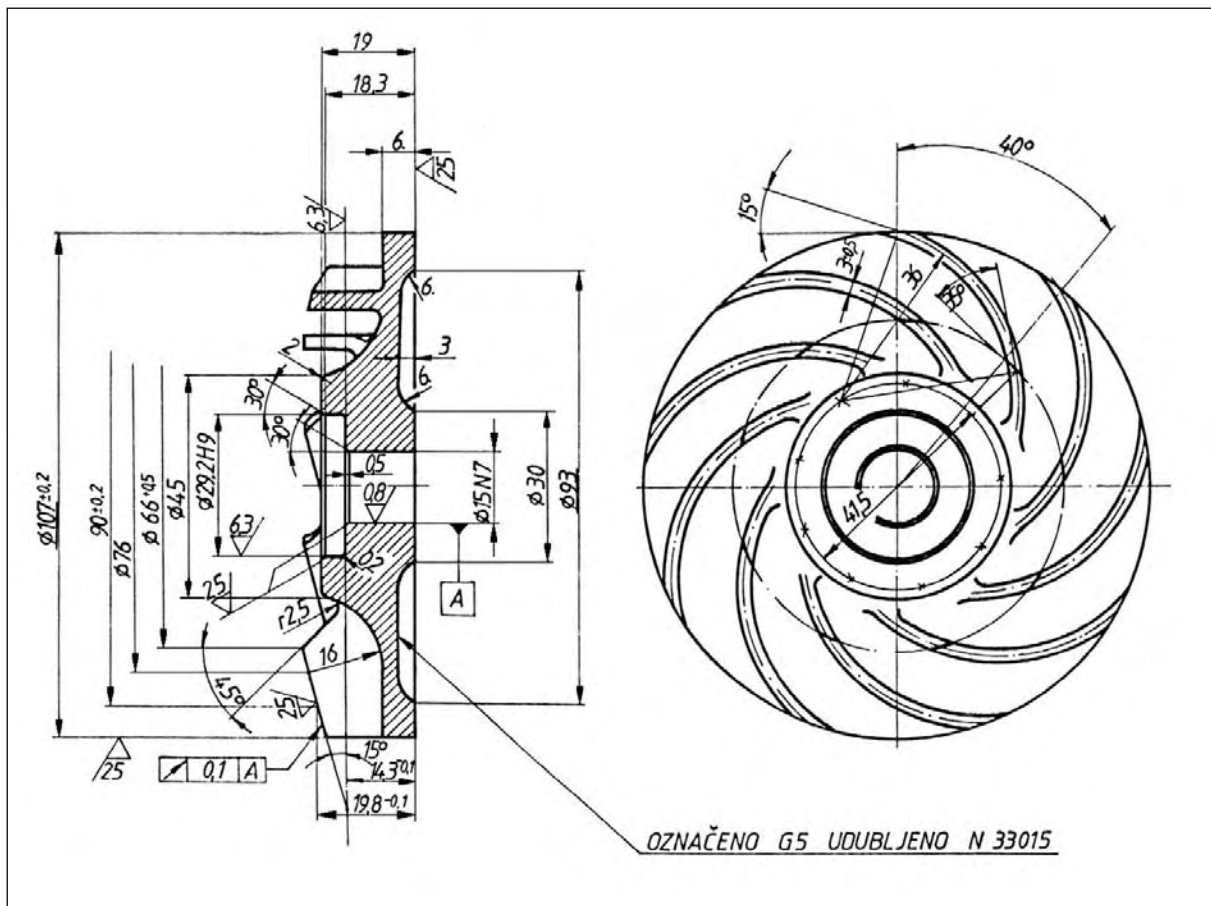
Kao opitni model, na osnovu kojeg su generirani virtualni modeli i realizovani numerički proračuni, izabrana je jedna turbopumpa iz proizvodnog programa pomenute kompanije, s otvorenim radnim kolom, koja se, s obzirom na način postavljanja na kućište motora, proizvodi u dvije podvarijante (slika 10.2). Razlika među ovim podvarijantama je neznatna i odnosi se samo na dodatke na vanjskoj strani kućišta, kojima se obezbjeđuju mjesta za vijke za pričvršćivanje pumpe na blok motora. Na slici 10.3 prikazan je meridijalni presjek (presjek u ravni postavljenoj kroz osu obrtanja radnog kola), a na slici 10.4 dat je radionički crtež radnog kola ove pumpe. Kako je već pomenuto, radi se o otvorenom kolu, bez prednjeg diska, vanjskog promjera $\varnothing 107$ mm, s prednjom izvodnicom u obliku pravca, nagnetom pod uglom od 15° u odnosu na okomicu na osu obrtanja. Kolo je izvedeno s cilindričnim kružno-lučnim lopaticama.



Sl. 10.2 Fotografije dvije podvarijante prvog tipa automobilske turbopumpe



Sl. 10.3 Meridijalni presjek prvog tipa automobilske turbopumpe



Sl. 10.4 Radionički crtež radnog kola prvog modela automobilske turbopumpe

U tabeli 10.1 date su srednje vrijednosti karakterističnih radnih veličina turbopumpe, snimljene na opitnom postrojenju (pritisci na potisnoj i usisnoj strani pumpe i protok Q), te izračunate odgovarajuće vrijednosti (opći napor Δp , napor H i specifični broj obrtaja n_q), za prvi model automobilske turbopumpe. Na slici 10.5 date su Q - Δp krive ove pumpe, za različite brojeve obrtaja, na slici 10.6 su dijagrami specifičnog broja obrtaja u funkciji protoka Q , dok su na slici 10.7 dati izdvojeni dijelovi krivih sa slike 10.6, koje predstavljaju vrijednosti specifičnog broja obrtaja n_q u području očekivanih veličina protoka Q .

10.3 Drugi model automobilske turbopumpe, s otvorenim i zatvorenim radnim kolom

Na isti način kao kod prvog modela, na prikazanom opitnom postrojenju su provedena ispitivanja i drugog modela automobilske turbopumpe, ali u ovom slučaju prvo s otvorenim, a zatim i sa zatvorenim radnim kolom, vanjskog promjera $\varnothing 136$ mm, s cilindričnim kružno-lobaticama. Prednja izvodnica ovih kola izvedena je, kao i kod prvog modela, u obliku nagnutog pravca. Pomenute dvije varijante kola drugog modela turbopumpe izvedene su s istom polaznom geometrijom, a oblikom su gotovo identične radnom kolu prvog modela.

Tabela 10.1 Tabela na opitnom stolu snimljenih i izračunatih vrijednosti prvog modela automobilske turbopumpe, s aktivnim ulaznim otvorom od hladnjaka

1000		1000 o/min				
H_p mm ž.	H_u mm ž.	Δp bar	H kgm/kg	Q l/min	Q m ³ /s	n_q min ⁻¹
150	0	0.19998	2.038532	0	0	0
130	25	0.139986	1.426972	40	0.000667	19.77619
120	20	0.13332	1.359021	60	0.001	25.12351
110	20	0.119988	1.223119	80	0.001333	31.39553
90	20	0.093324	0.951315	100	0.001667	42.38197
70	20	0.06666	0.679511	117	0.00195	59.00245

2000		2000 o/min				
H_p mm ž.	H_u mm ž.	Δp bar	H kgm/kg	Q l/min	Q m ³ /s	n_q min ⁻¹
440	30	0.546612	5.571988	0	0	0
400	30	0.493284	5.028379	50	0.000833	17.19366
360	25	0.446622	4.552722	100	0.001667	26.19697
345	25	0.426624	4.348869	120	0.002	29.70043
320	25	0.393294	4.009113	140	0.002333	34.09825
290	20	0.359964	3.669358	160	0.002667	38.95577
220	16	0.271973	2.772404	200	0.003333	53.74363
180	16	0.218645	2.228795	220	0.003667	66.39159
130	15	0.153318	1.562875	237	0.00395	89.92603

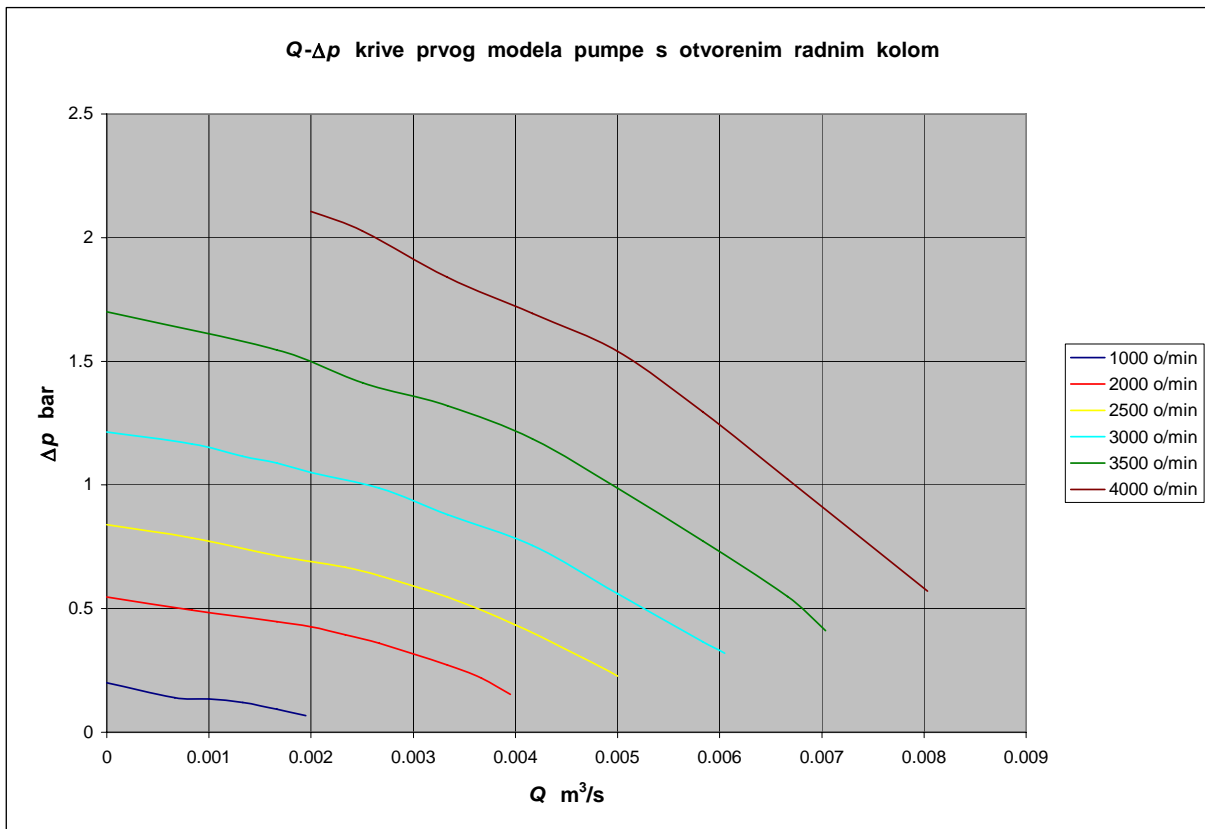
2500		2500 o/min				
H_p mm ž.	H_u mm ž.	Δp bar	H kgm/kg	Q l/min	Q m ³ /s	n_q min ⁻¹
660	30	0.839916	8.561835	0	0	0
620	30	0.786588	8.018226	50	0.000833	15.14575
565	30	0.713262	7.270765	100	0.001667	23.05045
525	25	0.6666	6.795107	140	0.002333	28.69334
500	25	0.63327	6.455352	160	0.002667	31.87751
430	20	0.546612	5.571988	200	0.003333	39.79896
340	15	0.43329	4.41682	240	0.004	51.89646
235	10	0.29997	3.057798	280	0.004667	73.85617
180	10	0.226644	2.310336	300	0.005	94.33408

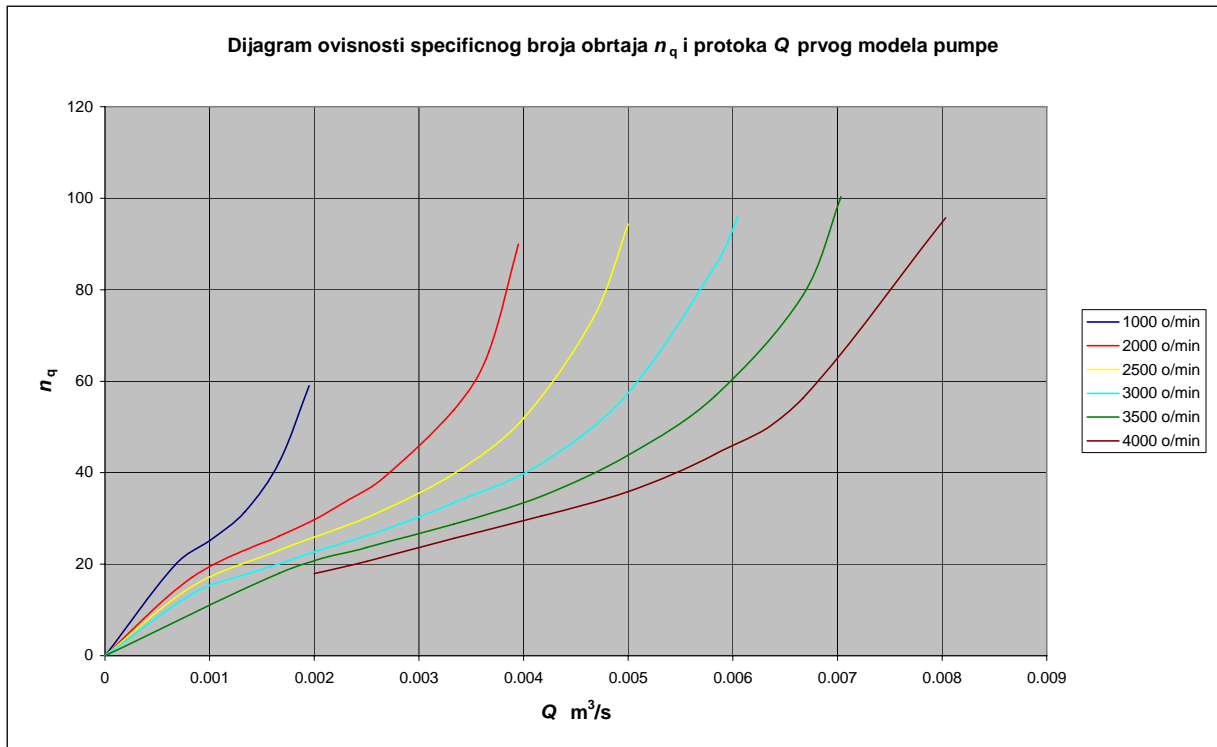
3000		3000 o/min				
H_p mm ž.	H_u mm ž.	Δp bar	H kgm/kg	Q l/min	Q m ³ /s	n_q min ⁻¹
940	30	1.213212	12.36709	0	0	0
900	25	1.16655	11.89144	50	0.000833	13.52399
860	23	1.115888	11.37501	80	0.001333	17.68589
840	23	1.089224	11.1032	100	0.001667	20.13536
810	22	1.050562	10.70909	120	0.002	22.66323
760	20	0.986568	10.05676	160	0.002667	27.43229
680	20	0.879912	8.969541	200	0.003333	33.41819
580	14	0.754591	7.692061	250	0.004167	41.92602
430	10	0.559944	5.70789	300	0.005	57.44465
280	5	0.36663	3.737309	350	0.005833	85.24333
240	0	0.319968	3.261651	363	0.00605	96.14369

Tabela 10.1 Nastavak

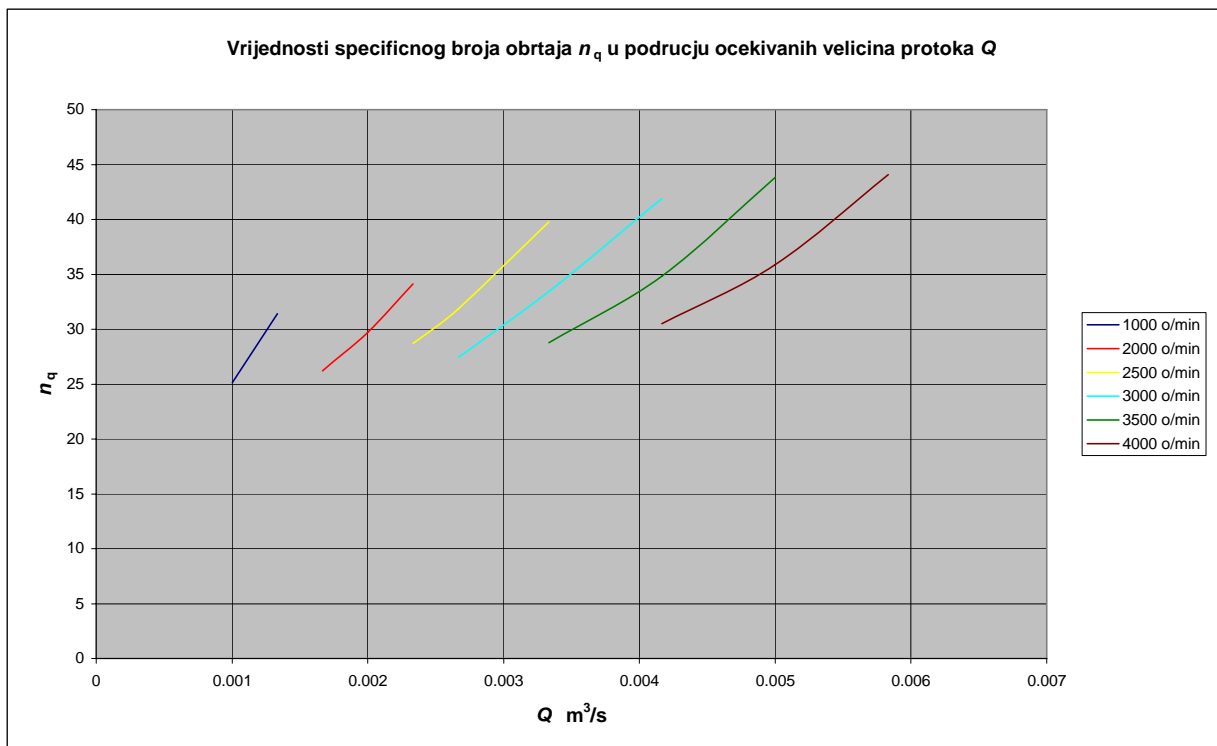
3500 o/min						
H_p mm ž.	H_u mm ž.	Δp bar	H kgm/kg	Q l/min	Q m ³ /s	n_q min ⁻¹
1300	25	1.69983	17.32752	0	0	0
1180	20	1.546512	15.76465	100	0.001667	18.06048
1080	20	1.413192	14.40563	150	0.0025	23.66677
1010	20	1.319868	13.45431	200	0.003333	28.7648
900	10	1.186548	12.09529	250	0.004167	34.83375
745	5	0.986568	10.05676	300	0.005	43.82375
580	0	0.773256	7.882324	350	0.005833	56.82451
405	-6	0.547945	5.585578	400	0.006667	78.65409
300	-8	0.410626	4.185786	422	0.007033	100.3035

4000 o/min						
H_p mm ž.	H_u mm ž.	Δp bar	H kgm/kg	Q l/min	Q m ³ /s	n_q min ⁻¹
1600	20	2.106456	21.47254	120	0.002	17.93339
1540	20	2.026464	20.65713	150	0.0025	20.64085
1400	20	1.839816	18.7545	200	0.003333	25.62538
1280	10	1.693164	17.25957	250	0.004167	30.49172
1160	5	1.539846	15.6967	300	0.005	35.86648
970	-2	1.29587	13.20969	350	0.005833	44.0909
760	-8	1.023898	10.43728	400	0.006667	56.24368
410	-18	0.57061	5.816612	482	0.008033	95.72058

Sl. 10.5 Q - Δp krive prvog modela automobilske turbopumpe s otvorenim radnim kolom



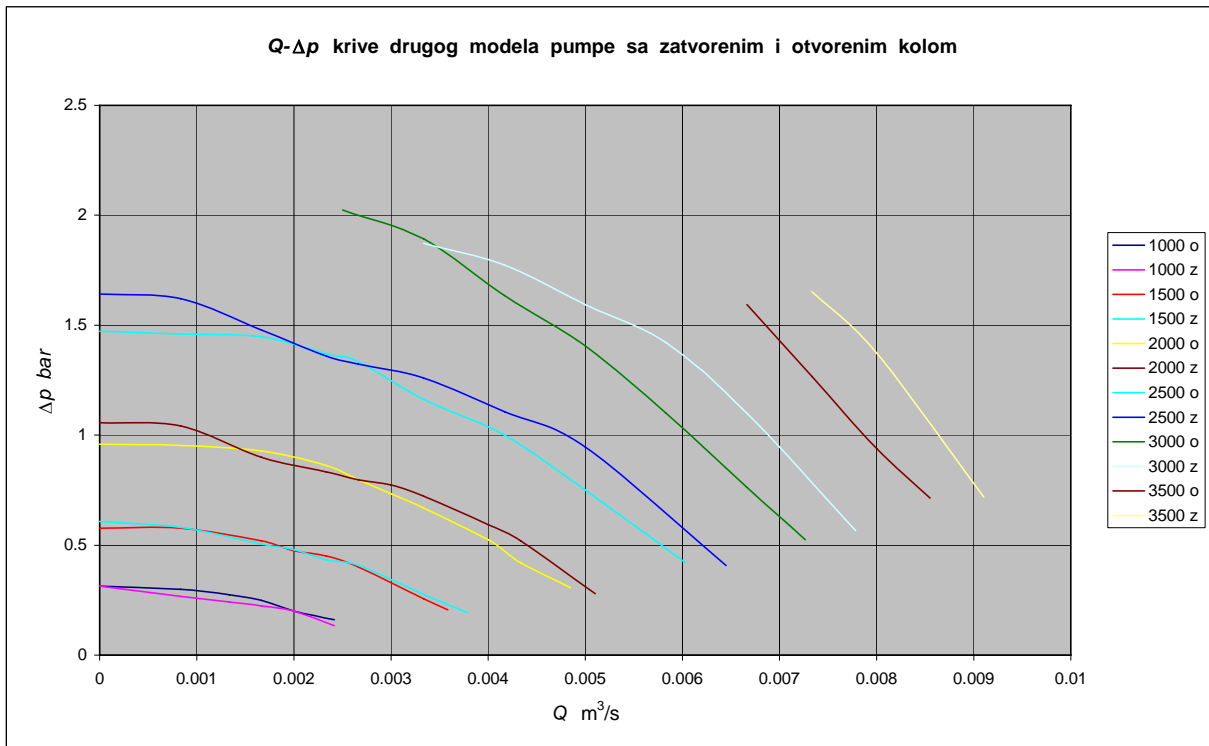
Sl. 10.6 Dijagrami ovisnosti specifičnog broja obrtaja n_q i protoka Q prvog modela automobilske turbopumpe s otvorenim radnim kolom



Sl. 10.7 Vrijednosti specifičnog broja obrtaja n_q u području očekivanih velicina protoka Q prvog modela automobilske turbopumpe s otvorenim radnim kolom

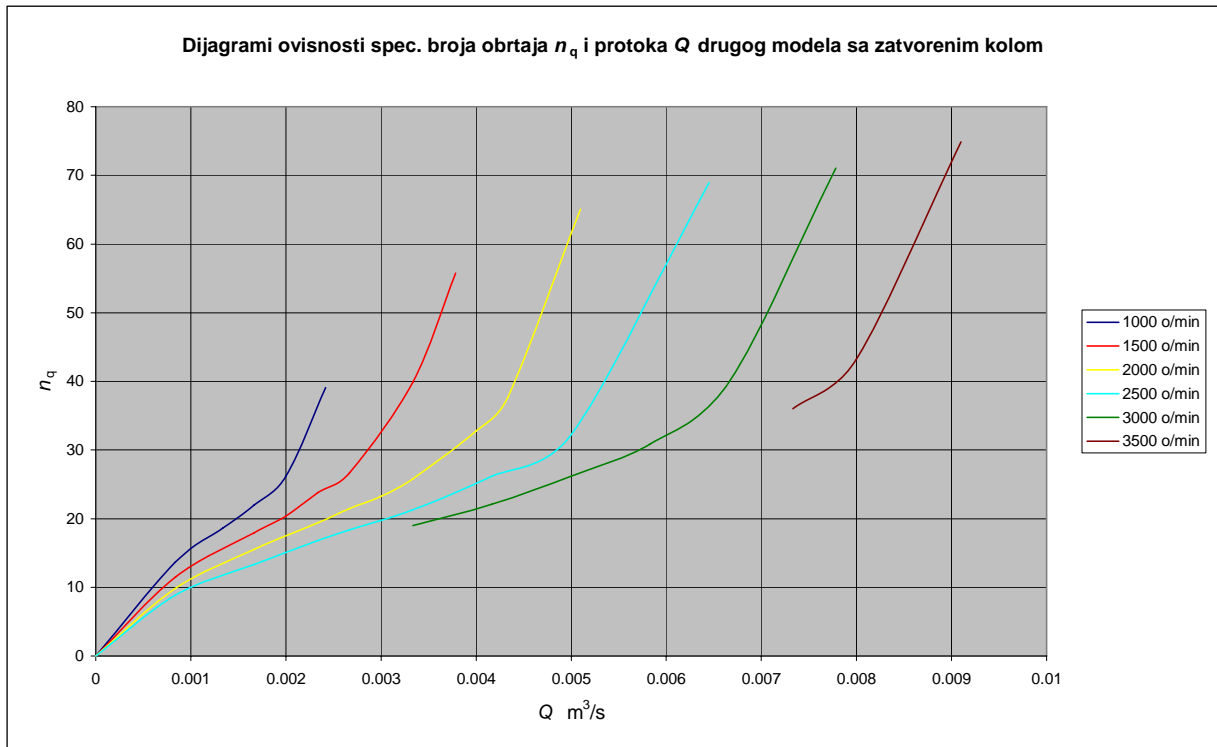
Rezultati ispitivanja drugog modela automobilske turbopumpe, s otvorenim i zatvorenim radnim kolom, obrađeni su na slikama 10.8 do 10.10. Na slici 10.8 su date uporedne $Q-\Delta p$ krive ovog

modela, na taj način da su na svakom nivou broja obrtaja n date po dvije krive, prva kao rezultat ispitivanja pumpe s otvorenim radnim kolom i druga za istu pumpu, ali sa zatvorenim kolom (iste geometrijske osnove). Prikazane karakteristike ispitivane pumpe su do nivoa od $n = 1500$ o/min, što je preovlađujuće radno područje motora teretnih vozila, gotovo podudarne. Uočljivije razlike kod parova ovih krivih prisutne su tek kod $n = 2000$ o/min, ali je očito da ni kod većih brojeva obrtaja (3000 i 3500 o/min) razlike nisu takvog nivoa i karaktera, da bi opravdale primjenu zatvorenih radnih kola. Pri tome treba imati na umu da se ovdje radi o radnim kolima s prednjom izvodnicom meridijalnog presjeka u obliku pravca, nagetom pod određenim uglom u odnosu na osu okomitu na osu obrtanja (lijevi model meridijalnog presjeka kola na slici 10.11).

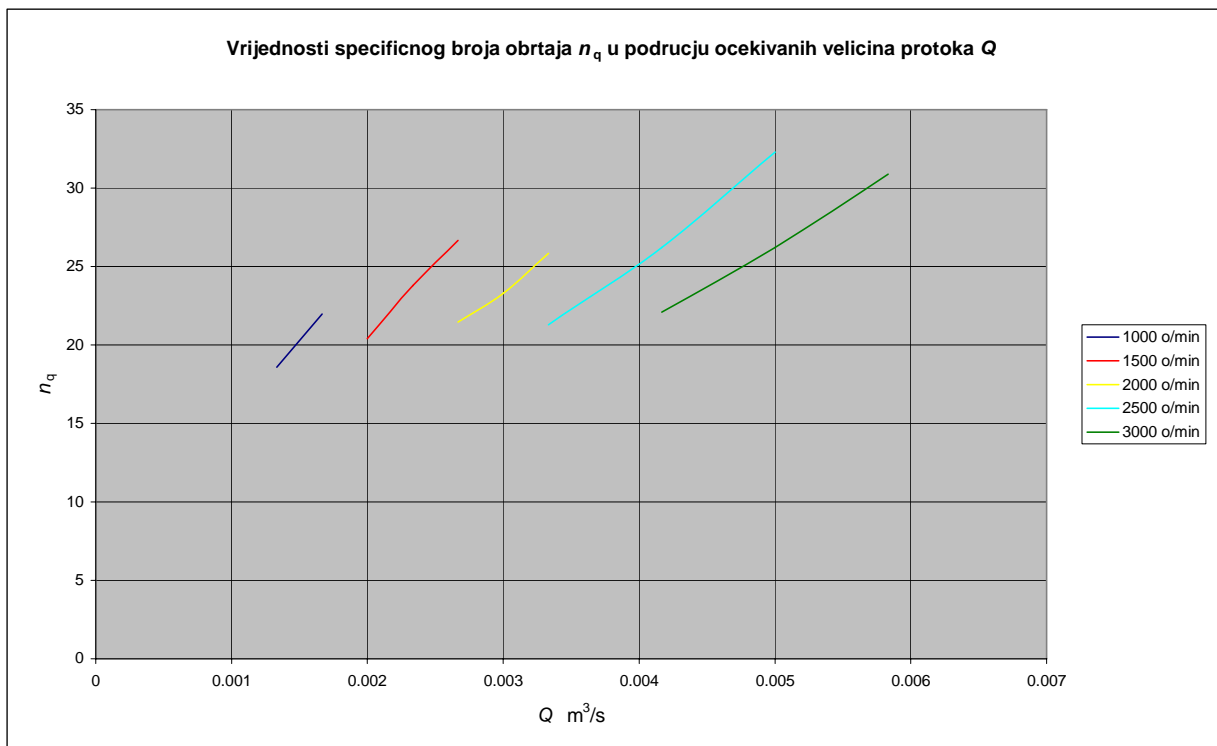


Sl. 10.8 Uporedne Q - Δp krive drugog modela automobilske turbopumpe s otvorenim (o) i zatvorenim (z) radnim kolom

Na slici 10.9 su za drugi model automobilske turbopumpe, sa zatvorenim radnim kolom, dati dijagrami specifičnog broja obrtaja u funkciji protoka Q , dok su na slici 10.10 prikazani izdvojeni dijelovi krivih sa slike 10.9, koji predstavljaju vrijednosti specifičnog broja obrtaja n_q u području očekivanih veličina protoka Q . Prema slici 10.10, pomenute očekivane vrijednosti specifičnog broja obrtaja, za razmatrani drugi model pumpe sa zatvorenim kolom, ne prelaze vrijednost od $n_q = 38$, što prema iskustvenim znanjima, datim u odjeljku 9, znači da zahtjeve motora teretnih vozila, kakav je i ranije pomenuti motor OM 360, mogu u potpunosti zadovoljiti radijalna radna kola male brzohodnosti, s cilindričnim kružno-lučnim lopaticama. Slična situacija je i kod prve varijante drugog modela pumpe, s otvorenim radnim kolom.



Sl. 10.9 Dijagrami ovisnosti specifičnog broja obrtaja n_q od protoka Q drugog modela automobilske turbopumpe sa zatvorenim radnim kolom



Sl. 10.10 Vrijednosti specifičnog broja obrtaja n_q u području očekivanih velicina protoka Q za drugi model automobilske turbopumpe sa zatvorenim radnim kolom

Literatura

1. S. Balić, *Numerička analiza procesa strujanja i naponskog stanja centrifugalnih pumpi u sistemima hlađenja automobilskih motora*, disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Zenici, Zenica, 2002.

11. Dizajn i optimizacija automobilskih turbopumpi

U skladu s konceptom i metodikom proračuna i dizajna turbopumpi, izloženom u odjeljcima 8 i 9, provedeni su svi predviđeni koraci (metoda bi se mogla nazvati i "korak po korak do cilja") za izabranu automobilsku turbopumpu. Pri tome je pažnja bila fokusirana prvenstveno na:

- mogućnosti i svrshodnost pomenute metodike,
- prednosti postupka razbijenog na pojedine korake, s postepenim povećanjem složenosti analiziranih modela i
- definisanje "zone odgovornosti", odnosno zadataka koji se mogu uspješno realizovati na nivou svakog pojedinog koraka,

a s ciljem što racionalnijeg iskorištenja raspoloživog vremena i što bržeg dolaska do optimalnog dizajna centrifugalnih turbopumpi u sistemima za hlađenje automobilskih motora, ali i drugih tipova malih centrifugalnih turbopumpi.

Kod provedbe aktivnosti predviđenih u okvirima koraka pomenute metodike, nisu se provodili povratni koraci, u svrhu redizajna, prvo zbog toga što izabrana automobilska turbopumpa, gledajući u cjelini, uglavnom zadovoljava listu zahtjeva koja se obično postavlja pred ovakve pumpe (posebno će se ukazati na sva ona mjesta na kojima bi se mogli provesti određeni zahvati u svrhu poboljšanja dizajna i karakteristika pomenute pumpe), ali i zbog toga što bi takvi zahvati zahtijevali puno vramena utrošenog na dodatne analize, a krajnji rezultat bi bilo samo inženjersko unapređenje dizajna, što se samo po sebi podrazumijeva kada je u pitanju predložena metodika.

11.1 Ravninske CFD analize u funkciji izbora oblika i broja lopatica

Prema ranije pomenutoj metodici proračuna i dizajna turbopumpi, cilj je da se primjenom ravninskih CFD analiza, zbog toga što one zahtijevaju najmanje pripremnih radnji i računarskog vremena, uradi što je moguće više pomenutog posla proračuna i dizajna automobilskih turbopumpi.

U [8] se navodi da se za uspješno razmatranje strujanja u radijalnim radnim kolima s cilindričnim kružno-lučnim lopaticama (koje nisu prostorno zakrivljene) može uzeti da je strujanje kroz radno kolo ravansko. Vektori brzina se mogu predstaviti u ortogonalnoj projekciji (pogled u pravcu ose obrtanja kola) u stvarnoj veličini. Dalje se navodi da ovakav slučaj razmatranja odgovara stvarnom strujanju u radnom kolu.

Kako se kod automobilskih turbopumpi gotovo redovno radi o radijalnim radnim kolima, prema slici 11.1, pošlo se od pretpostavke da će ravninske analize omogućiti kvalitetan izbor:

1. oblika i broja lopatica, te
2. najpovoljnijih ulaznih i izlaznih uglova lopatica radnih kola.

Variranjem ulazno-izlaznih uglova lopatica, za prethodno izabran njihov oblik, mijenja se i dužina međulopatičnih kanala.



Sl. 11.1 Radijalna radna kola s cilindričnim kružno-lučnim lopaticama

U drugim oblastima primjene, veliki broj pumpi ima radno kolo čije lopatice nisu cilindrične, nego su im površine prostorno zakrivljene (u nekim izvorima se ovakve lopatice nazivaju vitopere). Strujanje fluida u ovom slučaju nema karakter ravninskog strujanja, jer zavisi od oblika lopatica, koje su prostorno zakrivljene, pa je i strujanje prostorno.

Osim navedenog, jedno od važnih pitanja, u vezi s radnim karakteristikama pumpi, bilo je da li se u ranoj fazi dizajna automobilskih turbopumpi, kada se eksploatišu ravninske CFD analize, mogu sa zadovoljavajućom tačnošću odrediti oblici radnih krivih projektovane pumpe. Odgovor na ovo pitanje biće dat u okviru ovog odjeljka uporedbom rezultata ravninskih CFD analiza i na opitnom postrojenju realizovanih eksperimentalnih ispitivanja.

Dakle, radi se o očekivanju da će kvalitetno provedene ravninske analize pružiti mogućnost da se s više izvjesnosti u očekivanju finalnih rezultata može preći na slijedeće etape dizajna, koje obuhvataju sa svih aspekata složenije, zahtjevnije i sa stanovišta procesorskog vremena duže prostorne analize. Time bi se takođe trebao smanjiti obim potrebnih prostornih analiza, što je svakako jedan od primarnih zahtjeva na putu do krajnjeg rješenja.

Između ostalog, ovdje je učinjen i pokušaj da se pojednostavi postupak kreiranja modela i generiranja mreža za ravninske analize, uvođenjem cilindra oko radnog kola, umjesto spirale.

Kod primjene ravninskih analiza prisutan je i jedan problem u vezi s nesrazmjerom između masa fluida koji pripadaju radnom kolu i spirali kod analiziranih ravninskih modela. Naime, isijecanjem ravninskog modela izabrane širine, iz modela vode cijele pumpe, pomoću dviju paralelnih ravni okomitih na osu obrtanja, dobije se spiralni dio ravninskog modela koji svojim oblikom i dimenzijama (poštujući dugogodišnje iskustvo i raspoložive konvencionalne postupke proračuna spirale) sigurno ne odgovara preostalom dijelu ravninskog modela koji pripada međulopatičnim kanalima. Kod analizirane automobilske turbopumpe, ovakvim isijecanjem ravninskog modela širine jedan centimetar, dobio se model koji je u dijelu međulopatičnih kanala dimenzijama vrlo blizak stvarnom radnom kolu, ali srazmjerno značajno manji u području spirale.

Napraviti novi proračun za nekakvu prilagođenu spiralu, s ciljem povećanja njenog volumena, tako da se povećaju radijusi tačaka spoljne konture spirale idući od jezička ka izlaznom otvoru, praktično je nemoguće, jer se ne raspolaže ni s kakvim radnim parametrima jedne ovakve fiktivne "ravninske pumpe". Ostaju dakle mogućnosti ili da se zadrži postojeća kontura spirale, ili da se ona izvede po nekakvom vlastitom osjećaju za srazmjeru između dijela međulopatičnih kanala i same spirale.

Ovdje se javlja i pitanje da možda nije jednostavnije ravninske analize provoditi bez spirale. Na bazi stečenog iskustva, za očekivati je da je bolje raditi s bilo kakvom spiralom, nego bez nje. Tim prije što kreiranje ravninskih modela spirala i njihovih mreža ne iziskuje puno truda i vremena i, ako već kod prostornih analiza nastojimo kad god to možemo izbjeći spiralu, zbog njene kompleksne geometrije i potrebe da se ona iznova kreira kod svake promjene spoljnog prečnika radnog kola, onda to kod ravninskih analiza svakako ne moramo. Međutim, ovdje su realizovani su i proračuni ravninskih modela bez spirale, s ciljem da se utvrdi i svrsishodnost primjene ovakvih modela.

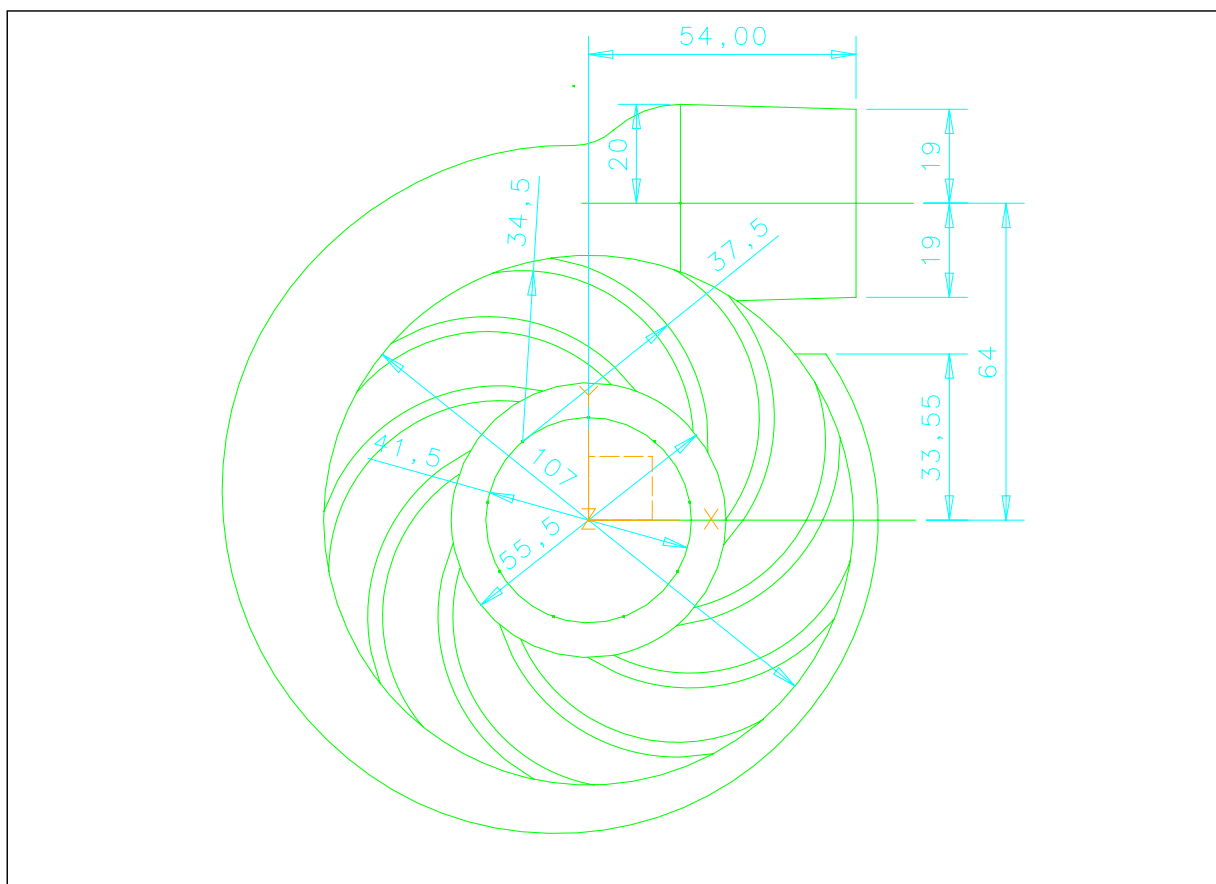
Na osnovu navedenog može se zaključiti da ne postoji mogućnost da se rezultati ravninskih i prostornih analiza direktno povežu u smislu srazmjere između dobivenih radnih parametara kao što su: protok, napor, ili momenat na radnom kolu. Jedini pokazatelj radnih karakteristika odgovarajućih ravninskih i prostornih modela, za koji se očekivao visok stepen sličnosti, jeste oblik $Q-H$ ($Q-\Delta p$) krivih, odnosno karakteristika pumpi/modela.

Osim pomenute mogućnosti utvrđivanja oblika $Q-H$ krivih, osnovna karakteristika ravninskih analiza jeste da one na bazi uporedbe dobivenih rezultata omogućavaju kvalitativnu analizu uticaja oblika i broja lopatica, te ulaznih i izlaznih uglova lopatica radnog kola, na osnovne radne parametre (protok, napor/ Δp , momenat na kolu) analiziranih modela.

11.1.1 Postupak kreiranja modelâ i generiranja mrežâ

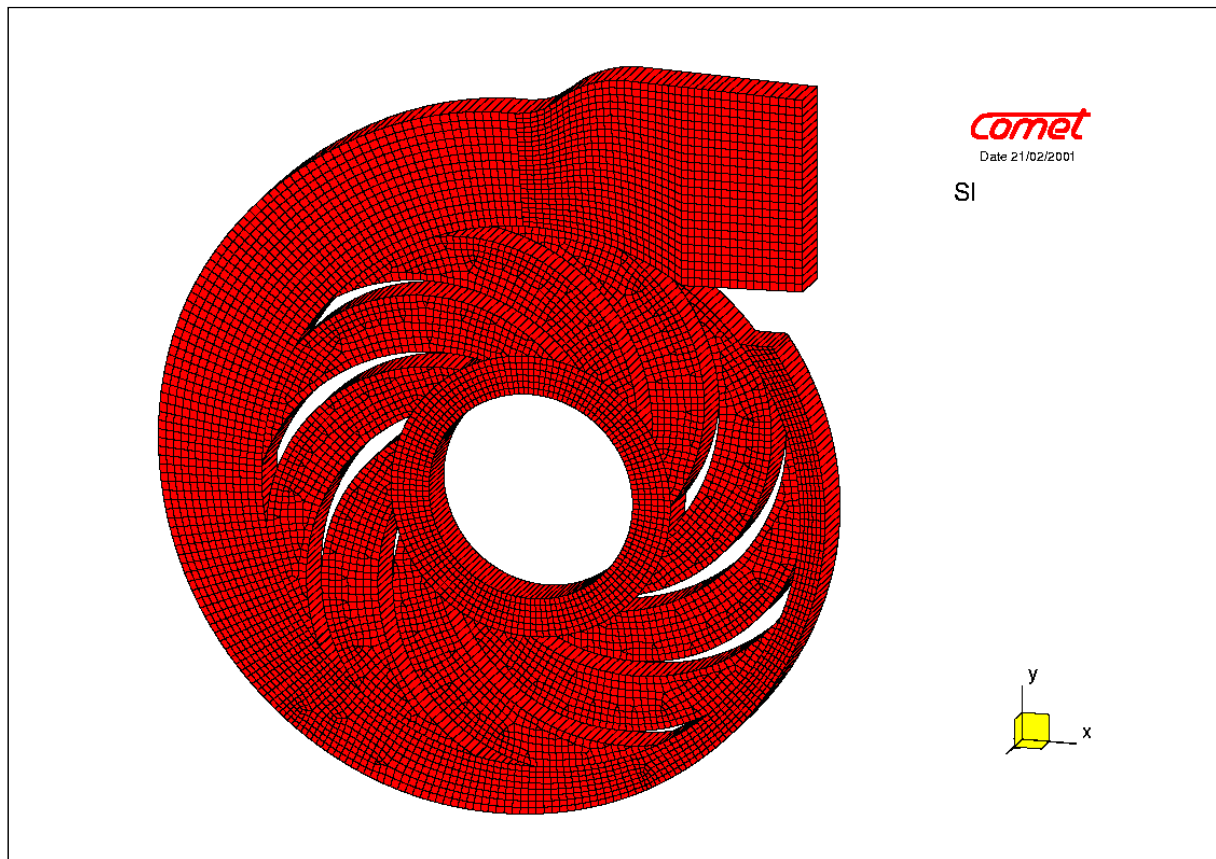
Jedan aspekt prirode ravninskih analiza najslabije se može predstaviti tako da se opiše postupak kreiranja ravninskog modela i mreže analiziranog domena za ovakve proračune. Ovaj postupak se može najbolje realizovati primjenom nekog CAD paketa koji ima generator za mreže.

U CAD paketu je prvo potrebno nacrtati geometriju presjeka radnog kola u ravni okomitoj na osu obrtanja (ortogonalni presjek), koja predstavlja osnovu modela za ravninske analize (slika 11.2). Ovaj presjek treba da prolazi približno kroz sredinu dubine međulopatičnog kanala kola (odnosno kroz sredinu meridijalnog presjeka radnog kola – presjeka u ravni koja prolazi kroz osu obrtanja). Potom se formira ravninski model, čije vanjske konture odgovaraju vanjskoj konturi spirale. U slijedećem koraku model se parceliše u sekcije, tako da se korak po korak isijecaju zaokružene cjeline, kao što je na pomenutoj slici prvi unutrašnji krug (koji se odbacuje), potom slijede krugovi na početku i na završetku lopatica, onda se isijecaju međulopatični kanali, te konačno segmenti u spirali.



Sl. 11.2 Geometrija presjeka radnog kola u ravni okomitoj na osu obrtanja

Na svakoj od formiranih sekcija-površina generira se mreža od kvadratnih i/ili trougaonih thin-shell elemenata, primjenom nekog od postupaka generiranja mreža kod raspoloživih generatora istih. Nakon toga se kreira prostorna mreža, tako da se prethodno formirani thin-shell elementi ekstrudiraju okomito na ravan polazne površine, a za izabranu dužinu od na primjer jednog centimetra. Pri tome treba voditi računa da se za analize s rotiranjem fiktivnog radnog kola trebaju duplim verteksima odvojiti ćelije koje pripadaju međulopatičnim kanalima od ćelija u spirali. Na ovaj način dobivena mreža prikazana je na slici 11.3.



Sl. 11.3 Mreža formirana za ravninske analize

Područje izlaza iz međulopatičnih kanala radnog kola je zona u kojoj se lako mogu dobiti elementi s izraženom neortogonalnošću. Zbog specifičnih oblika modelâ, problem dobivanja kvalitetne mreže gotovo uvijek je prisutan kod generiranja mreža međulopatičnih kanala i radnih kola, ali i drugih dijelova turbopumpi, kako za ravninske, tako još izraženije za prostorne analize.

Za realizaciju ravninskih tranzientnih analiza s rotiranjem fiktivnog radnog kola, na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe kreirani su ravninski modeli sa strukturom koju reprezentuje model na slici 11.4. Na dodirnoj površini fluida radnog kola i spirale potrebno je obezbijediti klizni interfejs. Korištena verzija programskog paketa Comet ne dozvoljava praznine ni s jedne strane kliznog interfejsa (jedan region ne može formirati klizni interfejs s dva ili više regiona [3]), koje bi u ovom slučaju nastale na izlaznim krajevima lopatica radnog kola, pa su zbog toga urađene slijedeće preinake geometrije polaznog modela sa slike 11.3:

1. produžen je rep spirale sve do njenog izlaznog dijela, ali su na dodiru repa i izlaza spirale ostavljeni dupli verteksi i lica ćelija, tako da je spriječen tok vode kroz ovu dodirnu površinu;
2. na izlaznoj strani su međulopatični kanali skraćeni, tako da im je spoljnji prečnik smanjen za izvjesnu dužinu, da bi se na uštrb tog skraćenja formirao tanki presten ćelija, koji će rotirati zajedno s ćelijama vode u međulopatičnim kanalima.

Navedenim izmjenama obezbijeđen je kontinuitet i potpuno poklapanje dviju površina koje u toku rotacije klizu jedna po drugoj i u programu Comet tvore klizni interfejs. Pretpostavilo se da kvalitet dobivenih rezultata neće biti bitnije umanjen uvođenjem ovih preinaka.

U odnosu na model na slici 11.3, kod modela za tranzientne analize (slika 11.4) izostavljen je i uvodni prsten, jer bi se, na način kako je to već urađeno na izlazu iz međulopatičnih kanala,

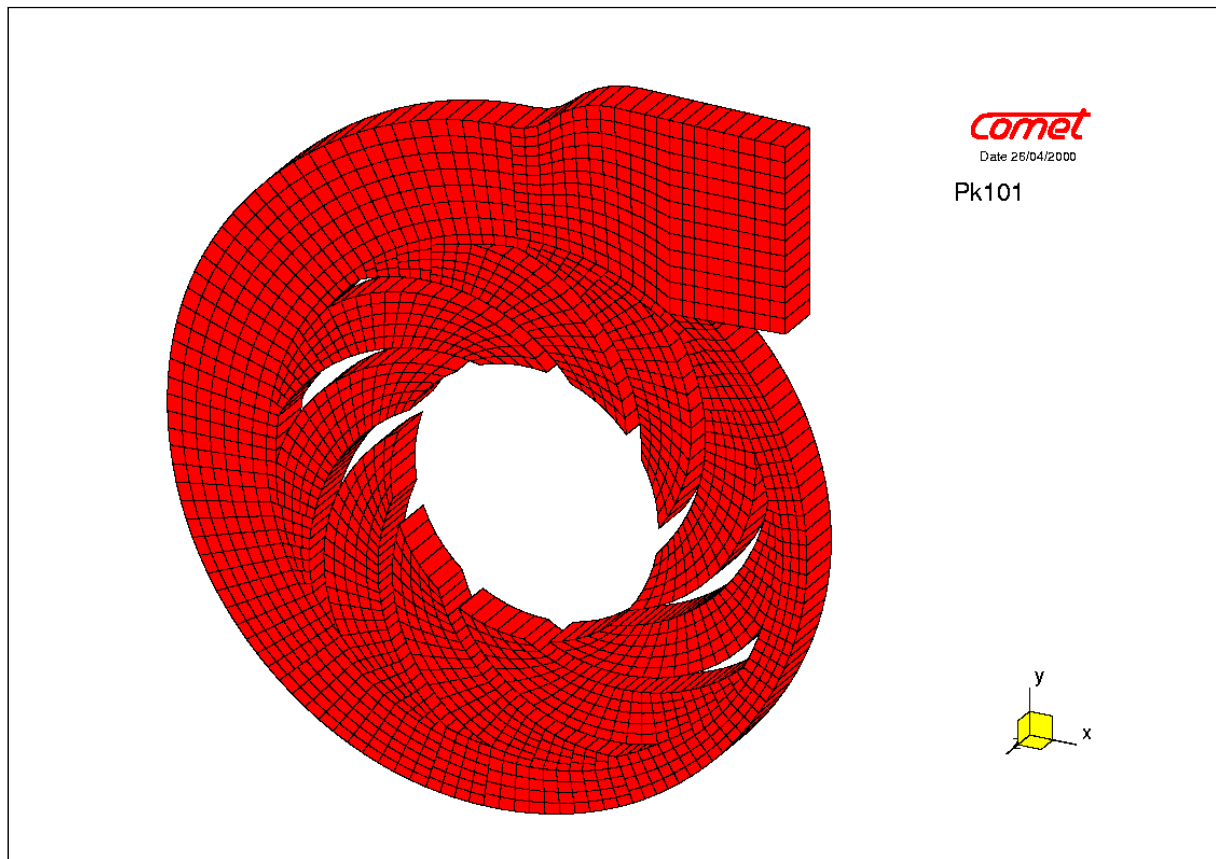
morao obezbijediti i drugi klizni interfejs. Procijenjeno je da je kod ovakvih analiza bolje fluid uvoditi direktno u međulopatične kanale, nego ugraditi još jedan klizni interfejs. Vanjska kontura spirale je izvedena prema spirali stvarne pumpe, tako da se na izlazu dobilo malo proširenje.

Mreža modela prikazanog na slici 11.4 generirana je u cjelosti od heksaedara. Da bi to bilo moguće i da bi se izbjegla prevelika gustoća elemenata u pojedinim dijelovima modela, izvršeno je segmentiranje međulopatičnih kanala i spirale. Na taj način je omogućeno da se u užim segmentima kreira po presjeku kanala ili spirale manji broj elemenata nego u susjednom prethodnom segmentu. Osim toga, segmentiranje je kod ovog modela izvršeno i zbog toga da bi se izbjegla velika neortogonalnost elemenata na izlaznom dijelu međulopatičnih kanala, što je postignuto kreiranjem dva osnovna segmenta ovog dijela modela, kako je to prikazano na slici 11.5.

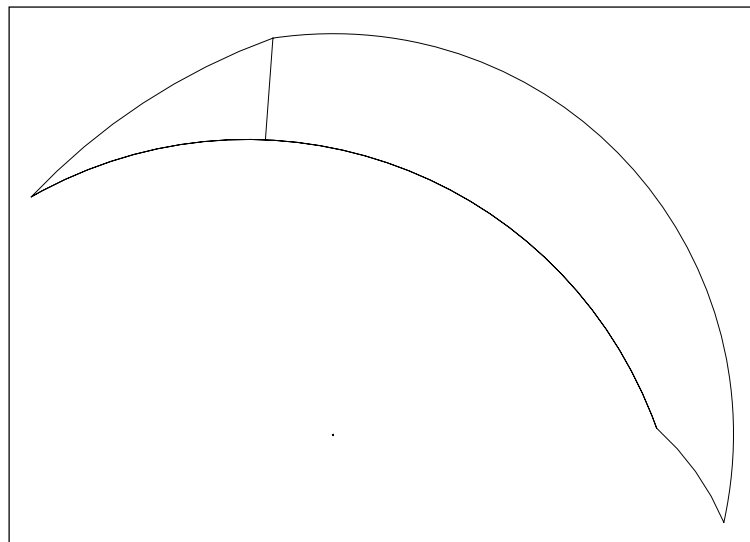
Korišteni generator mreža svojim mogućnostima kreiranja mreža na površinama pruža i jednostavnija rješenja za ravninske modele radijalnih radnih kola s cilindričnim kružno-lučnim lopaticama. Jedna od tih mogućnosti je i kombinovana primjena mapped i free postupka generiranja mreža na površinama. Na ovaj način se može u jednom dijelu modela ili segmentu, primjenom free postupka, kreirati ravninska mreža od kvadratnih elemenata, sa zahtijevanom veličinom elementa (uz mogućnost sporadičnog uključivanja trougaonih elemenata, ukoliko se to procijeni potrebnim). U susjednom segmentu mreža može biti kreirana mapped postupkom od kvadratnih elemenata, ili free postupkom od trougaonih elemenata. Ovim postupkom se može kreirati kvalitetna mreža i za cijeli međulopatični kanal, bez njegovog segmentiranja. Kod spirale se opet ovaj postupak može primijeniti tako da se pođe od segmenata na repu spirale, kreiraju mreže free postupkom sa zahtijevanom veličinom kvadratnih i/ili trougaonih elemenata, a po prelasku na širi dio spirale primijeni mapped postupak kreiranja mreža od kvadratnih elemenata.

Gotovo sve, u kratkim crtama nabrojane kombinacije kreiranja površinskih mreža, mogu se vidjeti u narednim prikazima analiziranih ravninskih modela.

Primjena segmentiranja pruža mogućnost ufinjavanja mreže u pojedinim dijelovima domena. Pri tome mreže u susjednim segmentima mogu biti kreirane u kontinuitetu (sa zajedničkim verteksima ćelija na površini dodira segmenata), ali i potpuno neovisno jedna od druge. U ovom drugom slučaju, mreže dva segmenta se moraju kreirati i snimiti u odvojenim fajlovima (s različitim identifikacionim brojevima, koji će poslužiti kao oznake tipa ćelija), a na bazi istog fajla s polaznim segmentiranim modelom. Obe mreže se potom odvojenim učitavanjima pomenutih fajlova trebaju unijeti u program Comet, ili neki drugi CFD program, u kome se u daljem radu na dodirnim površinama segmenata formiraju proizvoljni interfejsi.



Sl. 11.4 Mreža modela za tranzientne analize s rotiranjem fiktivnog radnog kola



Sl. 11.5 Način segmentiranja ravninskog modela međulopatičnog kanala s ciljem dobivanja kvalitetnije mreže

Ravninske analize primjenom približnog postupka proračuna – MRF postupka (u kome se problem rješava u dva različita koordinatna sistema, pri čemu jedan rotira, a drugi miruje, vezan za kod ovakvih analiza mirujuće radno kolo) provedene su na modelima kod kojih geometrija međulopatičnih kanala u potpunosti odgovara geometriji kanala izabrane automobilske turbopumpe, bez ikakvih skraćivanja na izlaznoj strani kola (kao kod modela na slici 11.3).

Analize ovog tipa zahtijevaju osnu simetričnost toka na granici između rotirajućeg i fiksnog subdomena, što modeli turbopumpi s uklonjenim dijelom repa spirale, kao na slici 11.3, ne mogu zadovoljiti. Zbog toga su se i kod ovih analiza koristili modeli sa zatvorenom spiralom, odnosno s repom spirale produženim do njene glave, kako je to urađeno kod modela na slici 11.4. Pri tome je spriječen tok vode kroz dodirnu površinu između repa i glave spirale, da bi se tako približili originalnom modelu, i to je jedini element koji djelimično narušava zahtijevanu simetričnost toka. Kako se u ovom slučaju radi o približnom postupku proračuna, cilj je da se vidi koliki je stepen odstupanja ovakvih analiza, na modelima s pomenutom djelimično narušenom simetričnošću toka, od rezultata na modelima s rotiranjem fiktivnog radnog kola. Za turbopumpe se generalno može kazati da su najčešće prisutne izvedbe sa zatvorenom spiralom, pri čemu na takozvanom jezičku spirale (kraj njenog repa) postoji uska zona koja povezuje glavu i rep iste. U ovom slučaju je u cjelosti ispunjen zahtjev o osnoj simetričnosti toka na granici dva pomenuta subdomena. Izvedbe sa skraćenim repom spirale najčešće se susreću kod automobilskih turbopumpi.

Kao rezultat traženja najpovoljnije konfiguracije modela za ravninske analize, kod analiza s s približnim postupkom proračuna, osim modela s direktnim uvođenjem vode u kanale kola, realizovani su i proračuni na modelu kod koga je, u pokušaju da se uvjeti ulaza vode približe stvarnim, ispred ulazâ u međulopatične kanale dodat uvodni prsten, čija unutrašnja kružna površina predstavlja ulazni region (kao kod modela na slici 11.3). U ovom slučaju je napravljen i pokušaj proračuna modela bez spirale.

11.1.2 Primijenjeni granični uvjeti

Kada se radi o centrifugalnim turbopumpama, najpovoljnije je ako se ulaz i izlaz modela mogu postaviti podalje od "centra zbivanja", kakvim se mogu okarakterisati radno kolo i spirala u jednoj automobilskoj turbopumpi. Ovaj zahtjev se može realizovati tako da se kod kreiranja modela produže ulazni dio u radno kolo i izlazni dio iz spirale. Na ovaj način se omogućava da se na ulazu i izlazu pumpe postave granični uvjeti koji su bliži realnim uvjetima, jer je jasno da će u dovodnom i odvodnom kanalu, koji su oblikom bliski cijevi, sa zadanim konstantnim pritiskom, brzinom, ili protokom, situacija biti puno bliža realnim uvjetima, nego što bi to bio slučaj da se ovakvi granični uvjeti postave na ulazu u međulopatične kanale. Osim toga, na ovaj način, s distanciranim ulazom i izlazom iz pumpe, ostavlja se dovoljno prostora i vremena da se do pomenutog "centra zbivanja" uspostave uvjeti, koji gotovo potpuno odgovaraju realnim.

Na bazi prethodnog paragrafa, mogu se uočiti i izvjesni nedostaci graničnih uvjeta koji su na raspolaganju kod CFD programa. Idealno bi bilo kada bi se kod turbopumpi mogao zadati samo broj obrtaja radnog kola, a da se u modelu dobiju rezultati koji u cjelosti predstavljaju zbivanja unutar pumpe. Ovako nešto danas nije moguće.

Kod ravninskih analiza, problem postavljanja odgovarajućih graničnih uvjeta na ulazu i izlazu modela postaje još složeniji, jer zbog prostornih ograničenja, koje nameće domen sveden na uski prostor između dvije ravnine, gotovo je nemoguće realizovati model s distanciranim i ulazom i izlazom. Zbog toga su, s namjerom da se pronade najpovoljnija konfiguracija modela za ravninske analize, realizovani proračuni s nekoliko različitih varijanti strukture modela, s različitim načinima uvođenja vode, te s različitim graničnim uvjetima na ulazu i izlazu modela.

Kod tranzientnih analiza s rotiranjem fiktivnog radnog kola, voda se uvodi direktno u međulopatične kanale (devet ulaznih regiona prema slici 11.4).

Kod analiza s približnim postupkom proračuna (MRF postupak), osim modela s direktnim uvođenjem vode u kanale kola, realizovani su i proračuni s modelom kod koga je ispred ulazâ u

međulopatične kanale dodat uvodni prsten, čija unutrašnja cilindrična površina predstavlja ulazni region (kao kod modela na slici 11.3). U ovom slučaju realizovani su i proračuni s modelom bez spirale.

Prvi tip graničnih uvjeta

Za sve varijante modelâ za ravninske analize, pokušali su se primijeniti granični uvjeti s pritiskom $p = 0$ bar na ulazu i s odgovarajućim pritiskom na izlazu modela (kod prvog slučaja jednog modela polazilo se s pritiskom na izlazu od 0,4 bar, a zatim se kod slijedećih proračuna ovaj pritisak povećavao za po 0,2 bar, sve do pritiska pri kome više nije bilo protoka). Na osnovu eksperimentalnih ispitivanja automobilskih turbopumpi na opitnim postrojenjima, poznato je da se na ulazu u radno kolo pumpe teško može postići pritisak $p = 0$ bar. Obično se taj pritisak kreće približno oko 0,2 do 0,3 bar. Međutim, kako se radi o nestišljivom fluidu, pogodnije je da se željena razlika pritiska Δp u analiziranom modelu postavi na pomenuti način, tako da se na ulazu precizira pritisak od 0 bar. Ovakvi granični uvjeti, kojima se simulira napor H , odnosno opći napor Δp modela, najpogodniji su sa stanovišta konstrukcije Q - Δp krivih. Isti su uspješno primijenjeni kod većine modela s nestacionarnim analizama s rotiranjem radnog kola i kod nekih modela s približnim postupkom proračuna (MRF postupak).

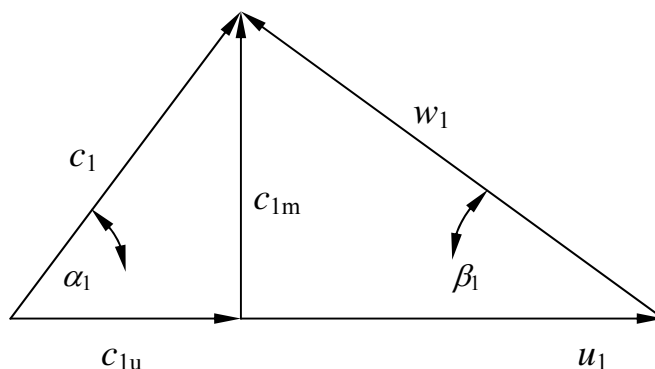
Drugi tip graničnih uvjeta

Kod modelâ, kod kojih se nije uspjelo da proračun konvergira s graničnim uvjetima kojima se simulira razlika pritiska Δp na ulazu i izlazu modela, primijenjeni su granični uvjeti kod kojih se na regione na ulazu u međulopatične kanale, pomoću korisničkog programa specificiraju odgovarajuće ulazne brzine, čiji vektori se postavljaju pod uglom proisteklim iz trougla brzina na ulazu u radno kolo. Prema raspoloživoj referentnoj literaturi (na primjer [2]), brzina vode u dovodnom dijelu ispred radnog kola kod centrifugalnih pumpi se kreće u rasponu od $c_s = 2$ do 4 m/s, a meridijalna brzina vode na ulazu u međulopatične kanale iznosi $c_{1m} \cong (1,1 \text{ do } 1,3) c_s$, odnosno:

$$c_{1m} \cong (1,1 \div 1,3)(2 \div 4) = 1,1 \cdot 2 \div 1,3 \cdot 4 = 2,2 \div 5,2 \text{ m/s}$$

Obimna brzina na ulazu u međulopatične kanale ravninskih modela, kod $n = 3000$ o/min, iznosi:

$$u_1 = D_1 \cdot \pi \cdot n / 60 = 0,0555 \cdot \pi \cdot 3000 / 60 = 8,718 \text{ m/s}$$



Sl. 11.6 Trougao brzina na ulazu u radno kolo

Iz trougla brzina na ulazu, za $c_{1m} = 4$ m/s, je:

$$u_1 - c_{1u} = \frac{c_{1m}}{\operatorname{tg} \beta_1} = \frac{4}{\operatorname{tg} 35^\circ} = 5,712 \text{ m/s}$$

$$c_{1u} = u_1 - 5,712 = 8,718 - 5,712 \cong 3 \text{ m/s}$$

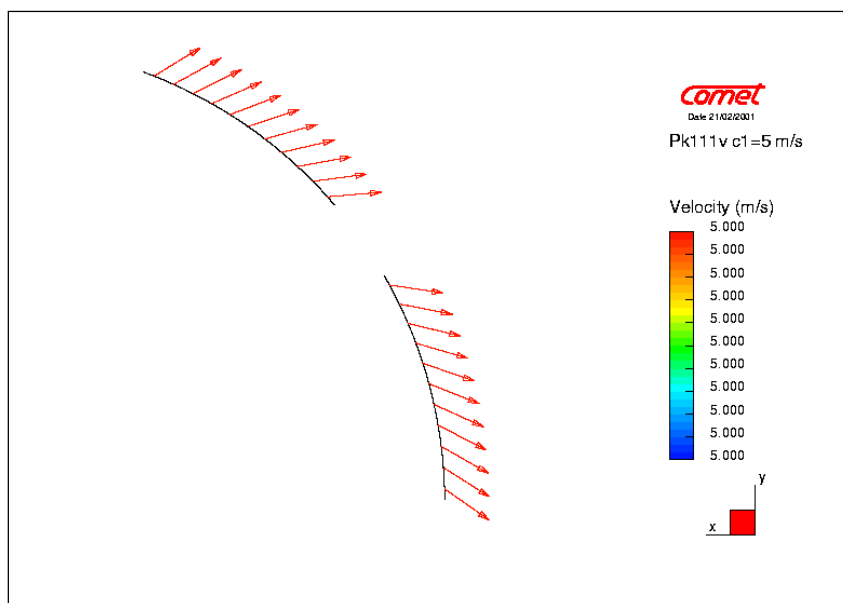
$$\alpha_1 = \arctan \frac{c_{1m}}{c_{1u}} = \arctan \frac{4}{3} = 53,13^\circ$$

Za ostale izabrane veličine meridijalne brzine c_{1m} , vrijednosti apsolutne brzine c_1 i ugla α_1 na ulazu u model date su u tabeli 11.1.

Tabela 11.1 Brzine na ulazu u međulopatične kanale ravninskih modela

Slučaj proračuna	Meridijalna brzina c_{1m} (m/s)	Apsolutna brzina na ulazu u model c_1 (m/s)	Ugao α_1 (°)
1	2,2	6	21,547
2	3	5,349	34,111
3	4	5	53,13
4	5,2	5,356	76,097

Vektori apsolutnih brzina na ulazu u međulopatične kanale jednog od analiziranih ravninskih modela, prikazani su na slici 11.7.



Sl. 11.7 Vektori apsolutnih brzina na ulazu u međulopatične kanale ravninskog modela

Na izlazu iz spirale ovih modela, specificiran je pritisak od 0 bar, jer se čak i približno teško može izabrati nivo pritiska na ovom mjestu. Kako se radi o nestišljivom fluidu, proračun će dati istu sliku strujanja u analiziranom modelu, osim nivoa pritiska, bez obzira na zadanu vrijednost pritiska na izlazu. Dobiće se i isti momenat na lopaticama fiktivnog radnog kola. Nakon završenog proračuna, za modele s ovakvim graničnim uvjetima se iz izračunate vrijednosti

momenta i protoka mogu dobiti snaga N na radnom kolu i opći napor, odnosno razlika pritiska na modelu Δp , prema izrazima datim u odjeljku 5.

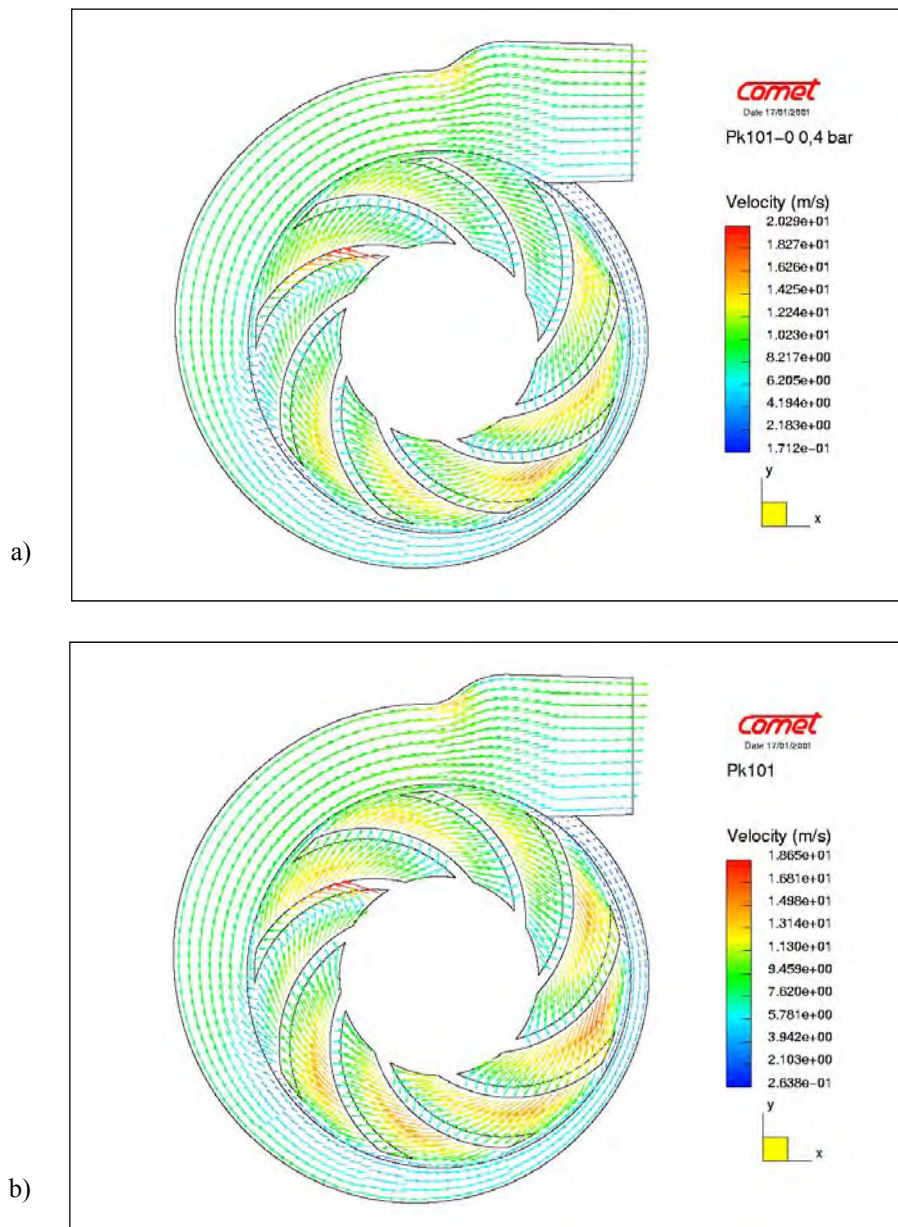
Treći tip graničnih uvjeta

Kod modela s uvodnim prstenom (slika 11.3), na unutrašnju cilindričnu površinu ovog prstena, koja predstavlja ulazni region, nanošene su istim postupkom, kao kod drugog tipa graničnih uvjeta, ulazne brzine u rasponu od 2 do 4 m/s, pod uglom od 90° , odnosno s vektorima koji prolaze kroz centar rotacije kola.

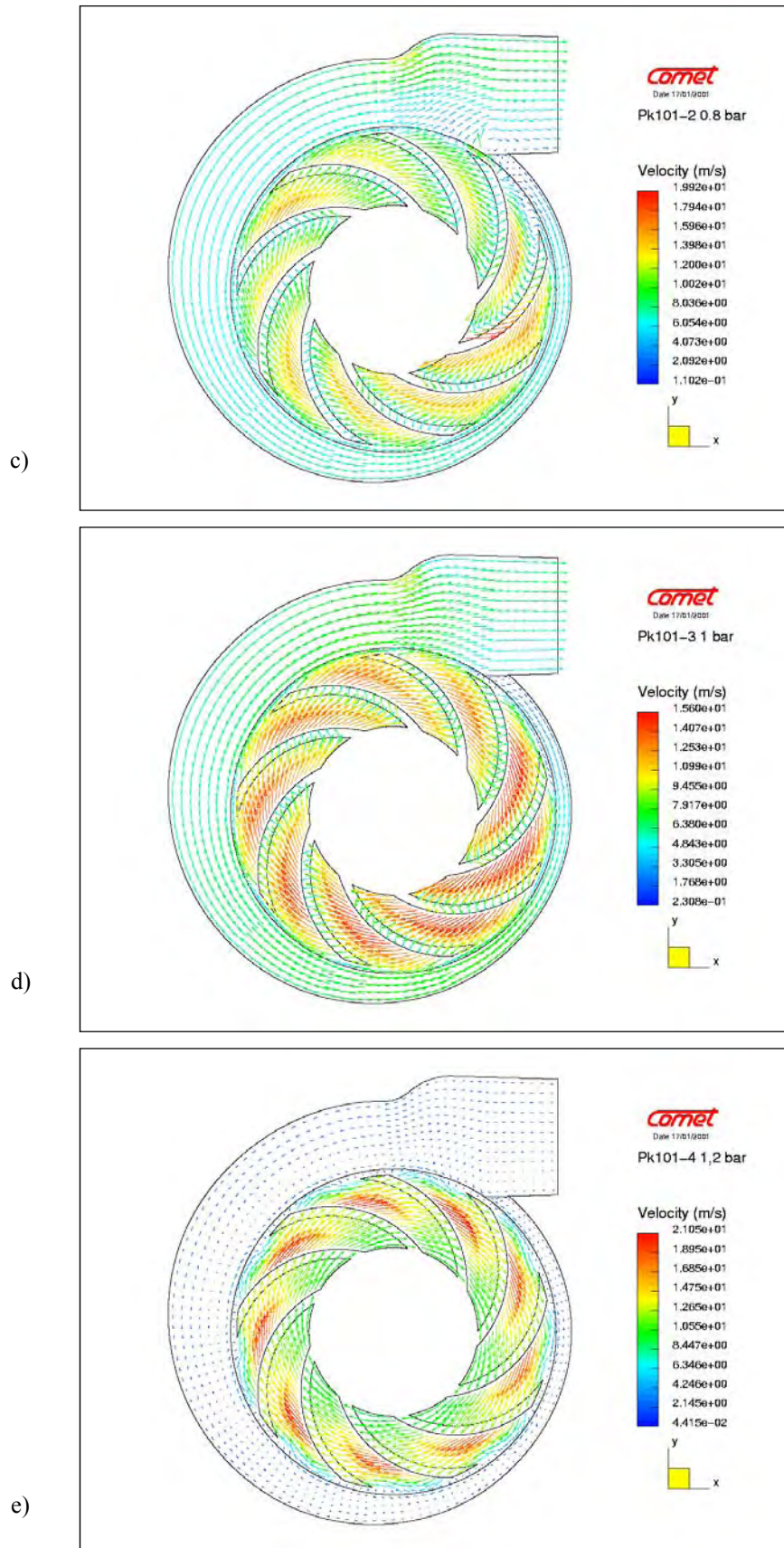
Kod postavljanja graničnih uvjeta na ulazu i izlazu modela turbopumpi, dobro je imati na umu još jedan aspekt ovog problema, a taj je da treba nastojati barem na jednoj strani (na ulazu ili izlazu), ako već nije moguće na obe, postaviti granične uvjete što bliže realnim. Ovo je jedan od primarnih razloga što se kod ravninskih modela nastojalo u analiziranom domenu uključiti spiralu. Na izlazu iz međulopatičnih kanala, ni brzine vode, ni pritisci nisu konstantni, pa se rezultati analize modelâ, kod kojih je izostavljena spirala, s konstantnim pritiskom na cilindričnim površinama izlaza iz kanala, mogu uzeti samo kao orijentacioni za dalji rad.

11.1.3 Analize ravninskih modela na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe

Rezultati analiza modela, prikazanog na slici 11.4, s rotiranjem fiktivnog radnog kola i s prvim tipom graničnih uvjeta (pritisak na ulazu $p = 0$ bar i odgovarajući pritisak na izlazu iz raspona od 0,4 do 1,2 bar), dati su na slijedećim slikama. Na slici 11.8 prikazani su rasporedi brzine, a na slici 11.9 rasporedi pritiska u modelu, pri različitim vrijednostima općeg napora modela Δp , a nakon dvadeset obrtaja fiktivnog kola, pri $n = 3000$ o/min (odnosno, nakon perioda od 0,4 s). Na slikama 11.10 i 11.11 dati su dijagrami promjene protoka i momenta u odnosu na osu obrtanja, za prvih dvadeset obrtaja.

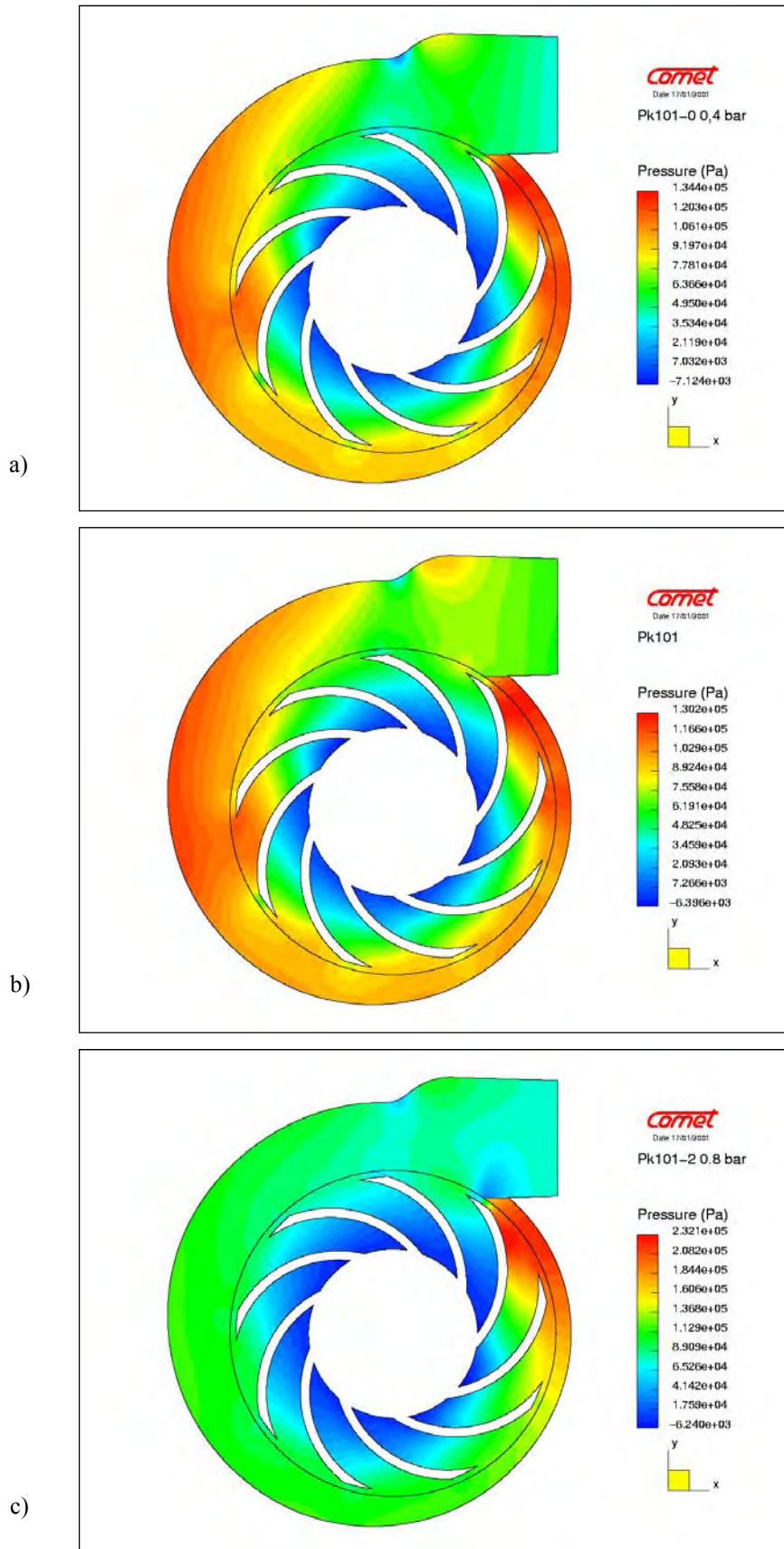


Sl. 11.8 Rasporedi brzine u ravninskom modelu, kod proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola, za različite veličine općeg napora Δp
 a) $\Delta p = 0,4$ bar, b) $\Delta p = 0,6$ bar

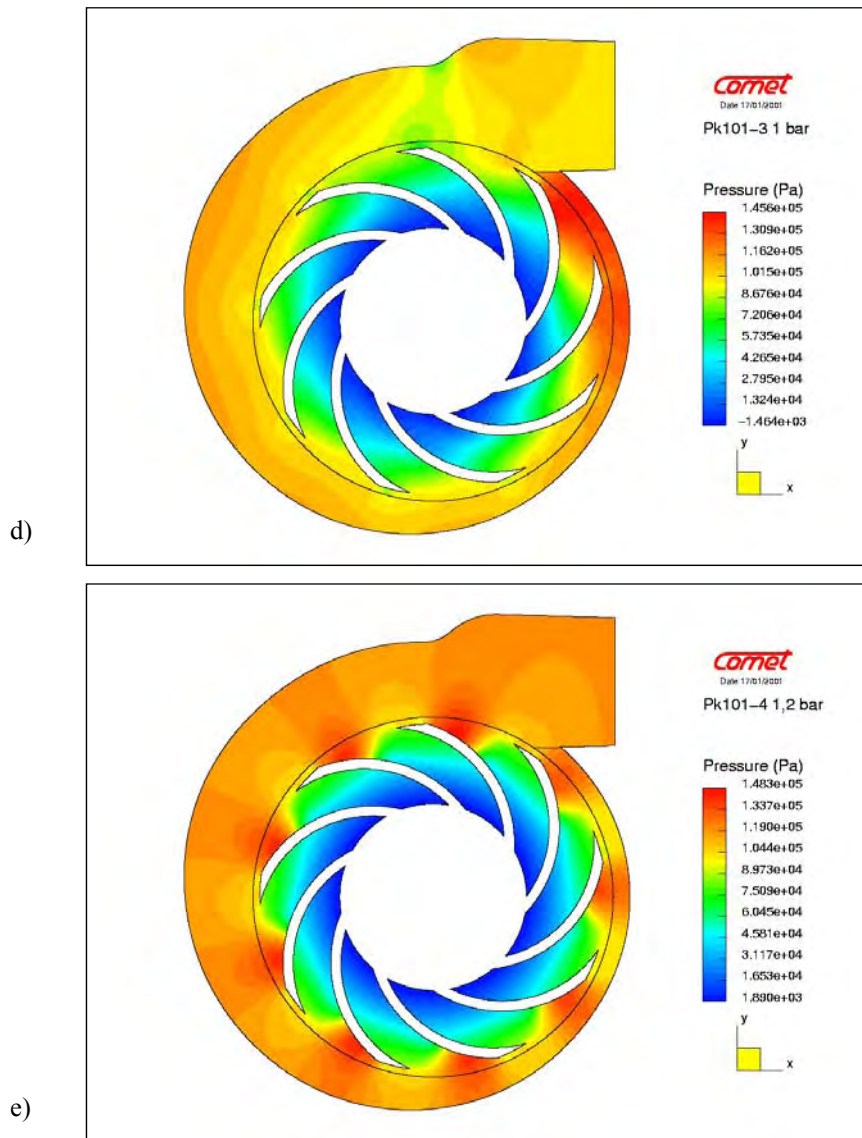


Sl. 11.8 Nastavak

c) $\Delta p = 0,8$ bar, d) $\Delta p = 1$ bar, e) $\Delta p = 1,2$ bar



Sl. 11.9 Rasporedi pritiska u ravninskom modelu, kod proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola, za različite veličine općeg napora Δp
 a) $\Delta p = 0,4$ bar, b) $\Delta p = 0,6$ bar, c) $\Delta p = 0,8$ bar

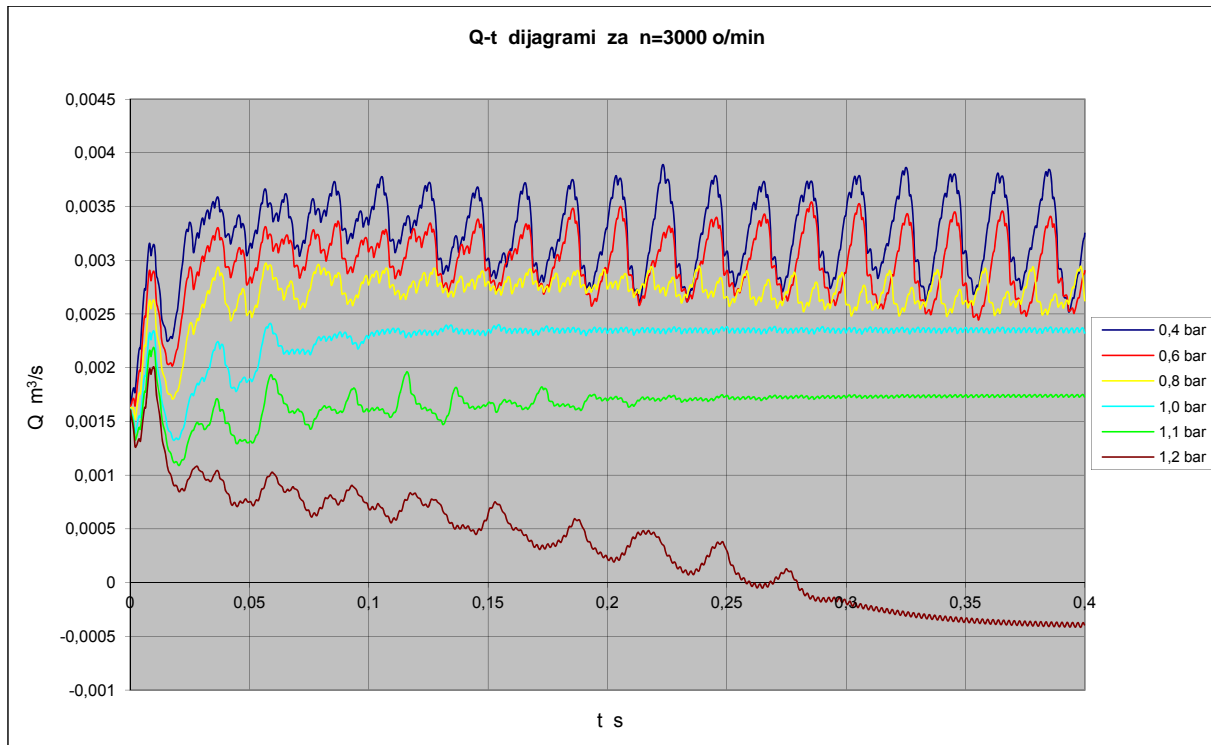


Sl. 11.9 Nastavak

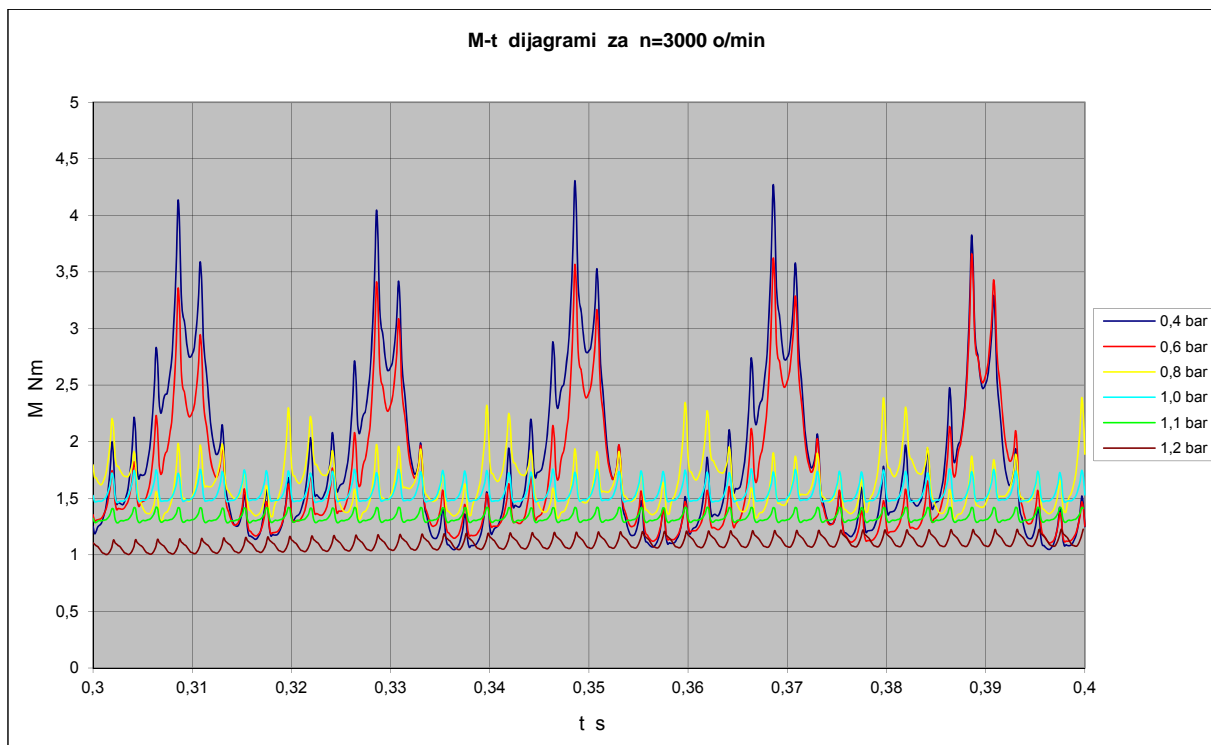
d) $\Delta p = 1$ bar, e) $\Delta p = 1,2$ bar

Promjena protoka Q i momenta M_z na radnom kolu s izraženim oscilacijama inače je karakteristika centrifugalnih turbopumpi s cilindričnim lopaticama. Ovo je jedan od razloga za izbor radnih kola s prostorno zakrivljenim lopaticama, kojima se smanjuju amplitude ovih oscilovanja. Isti karakter promjene imaju i radijalne sile koje se prenose na vratilo radnog kola, pa su zbog toga kola sa zakrivljenim lopaticama često i jedino rješenje za pumpe velike snage. Automobilske turbopumpe su male snage, pa se proizvedene oscilacije obično mogu raspoloživim rješenjima uležištenja vratila pumpe bez većih teškoća uspješno "preuzeti". To naravno ne umanjuje obavezu konstruktora pumpe da i ovom aspektu posveti punu pažnju, nastojeći iznaći takva rješenja koja će u što je moguće većoj mjeri smanjiti oscilacije protoka, momenta i radijalnih sila na vratilu pumpe.

Na pomenutim dijagramima promjene protoka Q i momenta M_z (slika 11.10 i 11.11) može se vidjeti da analizirani model "najbolje radi" kod $\Delta p = 0,8$ bar i $\Delta p = 1$ bar, kada su i oscilacije praćenih parametara najmanje. Pri tome se kod pritiska od 1,2 bar dešava da fluid nakon dvanaestog obrtaja mijenja smjer i počinje teći ka ulazu modela (smeđa krivulja na slici 11.10).

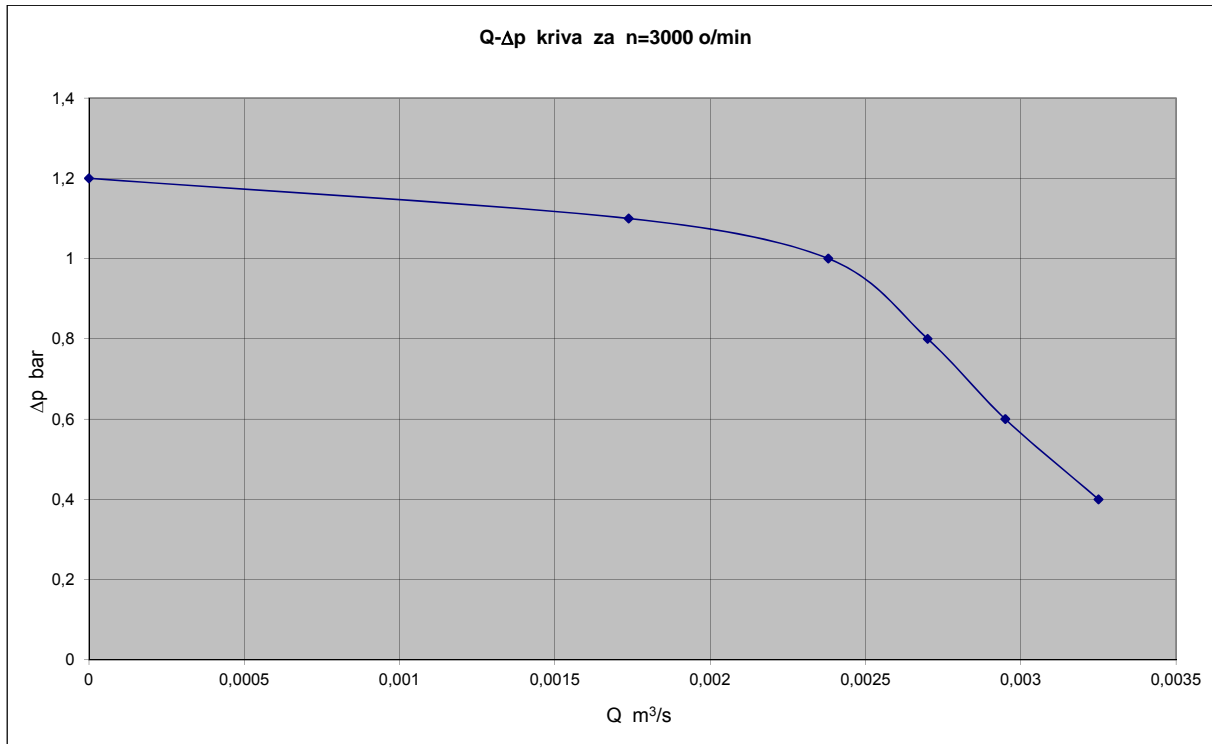


Sl. 11.10 Promjene protoka Q u funkciji vremena, za proračun ravninskog modela s rotiranjem fiktivnog radnog kola, a za različite veličine općeg napora Δp ($0,2 \text{ s} = 10$ obrtaja)



Sl. 11.11 Promjene momenta M_z u funkciji vremena, za proračun ravninskog modela s rotiranjem fiktivnog radnog kola, a za različite veličine općeg napora Δp

Na bazi srednjih vrijednosti protoka, prema slici 11.10, konstruisana je karakteristika analiziranog ravninskog modela, odnosno $Q-\Delta p$ kriva, data na slici 11.12. Dobivena kriva na zadovoljavajući način pokazuje karakter karakteristike neke buduće pumpe (radi se o položenoj karakteristici), koja će imati isti oblik i broj lopatica kao razmatrani ravninski model. Izabrana automobilska turbopumpa, čija geometrija je poslužila kao osnova za pomenuti ravninski model, takođe ima položenu karakteristiku, što se može vidjeti na slici 10.5.

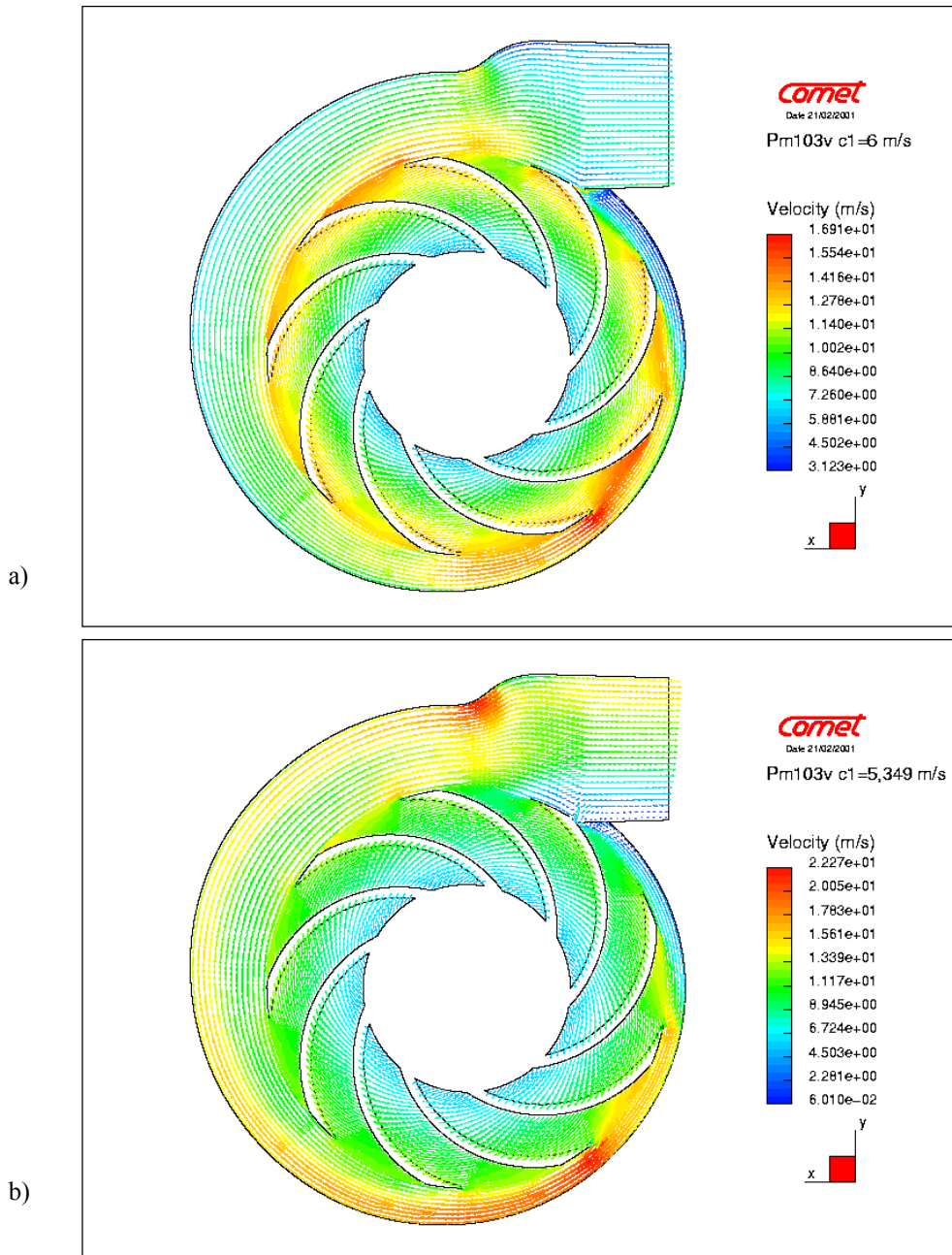


Sl. 11.12 $Q-\Delta p$ kriva ravninskog modela, na bazi proračunâ s rotiranjem fiktivnog radnog kola, s prvim tipom graničnih uvjeta, za $n = 3000$ o/min

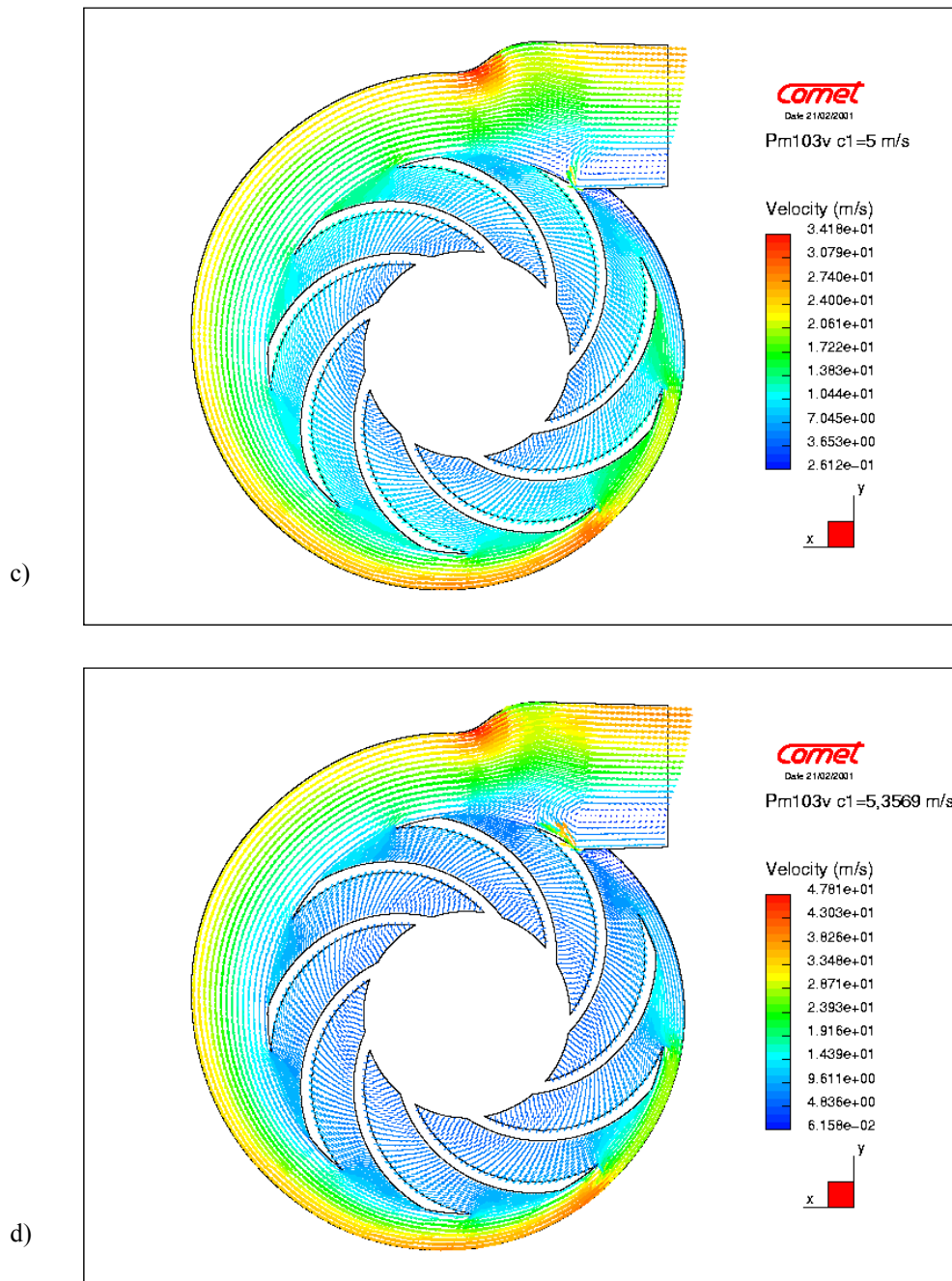
Primjena približnog postupka proračuna – MRF postupka

Slijedeći korak bio je pokušaj primjene približnog postupka proračuna. Za ovakve proračune nije potrebno da se na modelu formira klizni interfejs, kao što je to urađeno kod modela s pomjeranjem mreže, pa su međulopatični kanali kreirani u punoj veličini (kao kod modela na slici 11.3), bez prikraćivanja, koja su kod prethodnog modela bila potrebna za formiranje prelaznog prstena između kanala i spirale. Prvo se pokušalo raditi s istim graničnim uvjetima kao kod prethodnog modela s rotiranjem fiktivnog radnog kola (prvi tip graničnih uvjeta, s pritiskom na ulazu i izlazu), pri brzini rotiranja od $n = 3000$ o/min. Ovaj pokušaj nije bio uspješan, jer rezultati (veličine protoka Q i momenta M_z), nakon jednog perioda normalnog rada programa, počinju divergirati. Zbog toga je na ovom modelu primijenjen drugi tip graničnih uvjeta, prema slici 11.7, gdje su na graničnim površinama na ulazu u međulopatične kanale zadane apsolutne brzine c_1 , za četiri slučaja prema tabeli 11.1, dok je na izlazu iz spirale kod svih proračuna specificiran konstantan pritisak od 0 bar.

Na slici 11.13 prikazani su rasporedi brzine u modelu, kod koga su proračuni provedeni primjenom približnog postupka proračuna, za četiri slučaja veličine i položaja vektorâ apsolutne brzine c_1 na ulaznim regionima međulopatičnih kanala, prema slici 11.6 i tabeli 11.1. Na bazi dobivenih vrijednosti momenta na lopaticama fiktivnog radnog kola M_z i protoka Q , izračunate su vrijednosti ostvarene snage N i općeg napora Δp za sva četiri pomenuta slučaja. Na slici 11.14 prikazana je $Q-\Delta p$ kriva, a na slici 11.15 kriva promjene momenta M_z u funkciji protoka Q analiziranog modela.



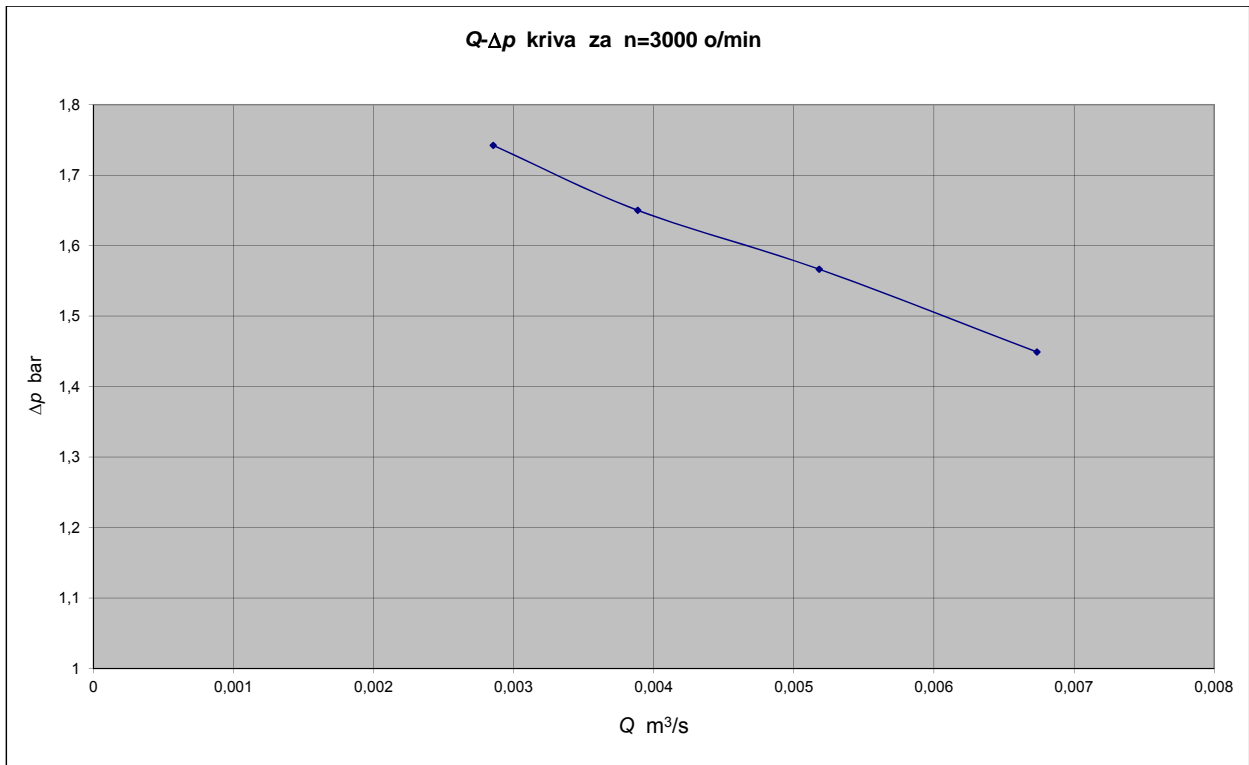
Sl. 11.13 Rasporedi brzine u ravninskom modelu, kod primjene približnog postupka proračuna s drugim tipom graničnih uvjeta
 a) prvi slučaj, prema tabeli 11.1,
 b) drugi slučaj, prema tabeli 11.1



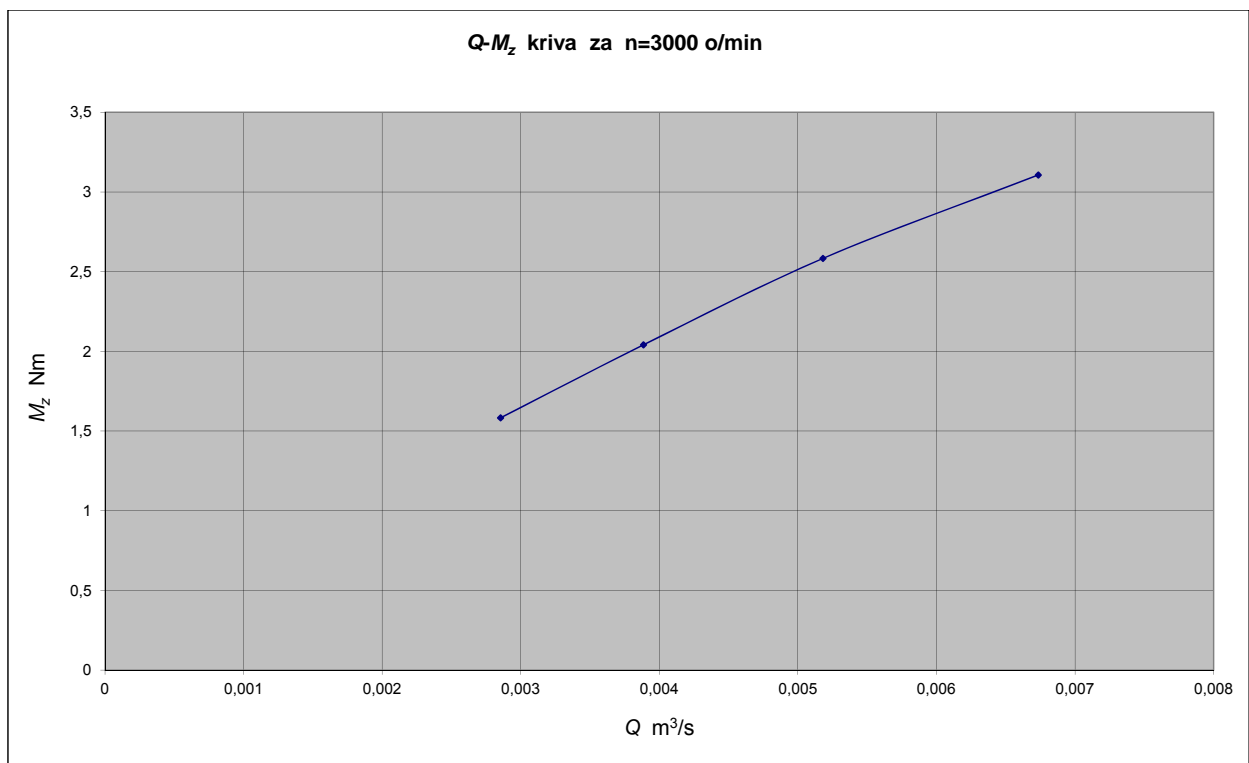
Sl. 11.13 Nastavak

- c) treći slučaj, prema tabeli 11.1,
d) četvrti slučaj, prema tabeli 11.1

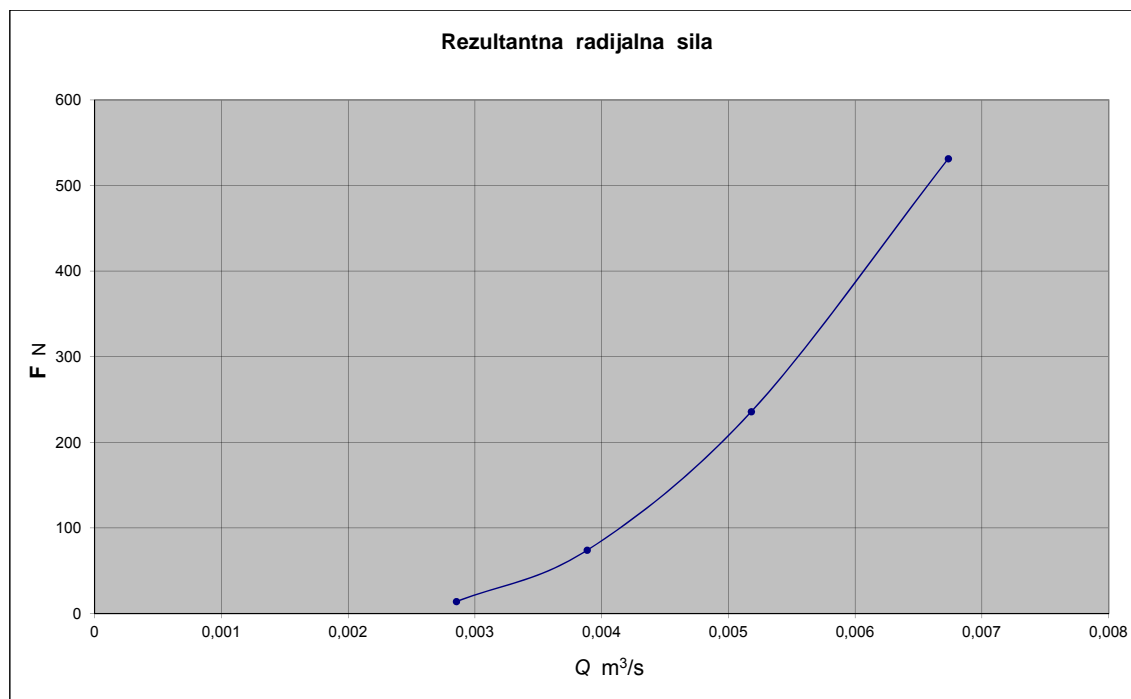
Na slici 11.16 data je kriva promjene rezultujuće radijalne sile fiktivnog radnog kola (prolazi kroz osu obrtanja kola), u funkciji protoka Q . Karakter promjene ove sile pokazuje da ona raste s povećanjem meridijalne brzine fluida c_{1m} na ulazu u međulopatične kanale.



Sl. 11.14 Q - Δp kriva ravninskog modela kod koga je primijenjen približan postupak proračuna s drugim tipom граниčnih uvjeta, za $n = 3000$ o/min



Sl. 11.15 Kriva promjene momenta M_z u funkciji protoka Q za ravninski model kod koga je primijenjen približan postupak proračuna (uz sliku 11.14)

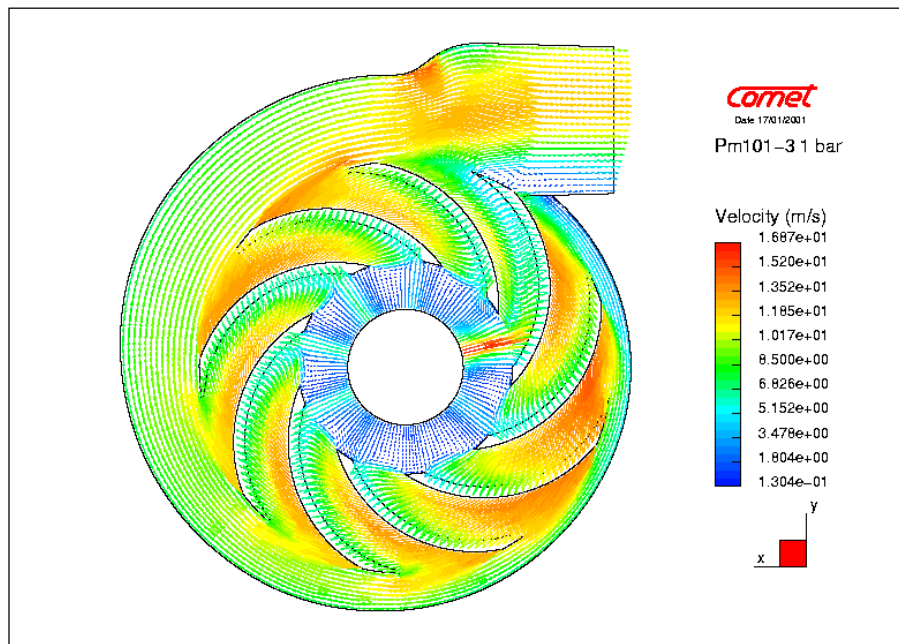


Sl. 11.16 Kriva promjene rezultujuće radijalne sile fiktivnog radnog kola, u funkciji protoka Q , za ravninski model kod koga je primijenjen približan postupak proračuna (uz sliku 11.14)

Na osnovu prikazanih rezultata za ravninski model kod koga je primijenjen približan postupak proračuna, može se reći da se dobiju zadovoljavajući prikazi rasporeda brzine u međulopatučnim kanalima, s velikim stepenom sličnosti s odgovarajućim rasporedima brzine kod prostornih modela. Drugi tip graničnih uvjeta, sa zadavanjem apsolutne brzine na graničnim površinama na ulazima međulopatičnih kanala, kod ravninskih modela kod kojih se fluid direktno "ubacuje" u kanale, po svemu sudeći je nešto prirodniji od uvjeta sa zadanim konstantnim pritiskom na ovim graničnim površinama (kasnije prikazane prostorne analize su pokazale da su apsolutne brzine na ulazu u kanale približno konstantne, a da to nije slučaj s pritiskom). Osim toga, dobivena je položena $Q-\Delta p$ kriva, bez izraženih diskontinuiteta, koja je oblikom bliska odgovarajućoj krivoj izabrane automobilske turbopumpe (slika 10.5).

Primjena približnog postupka proračuna na modelu s uvodnim prstenom

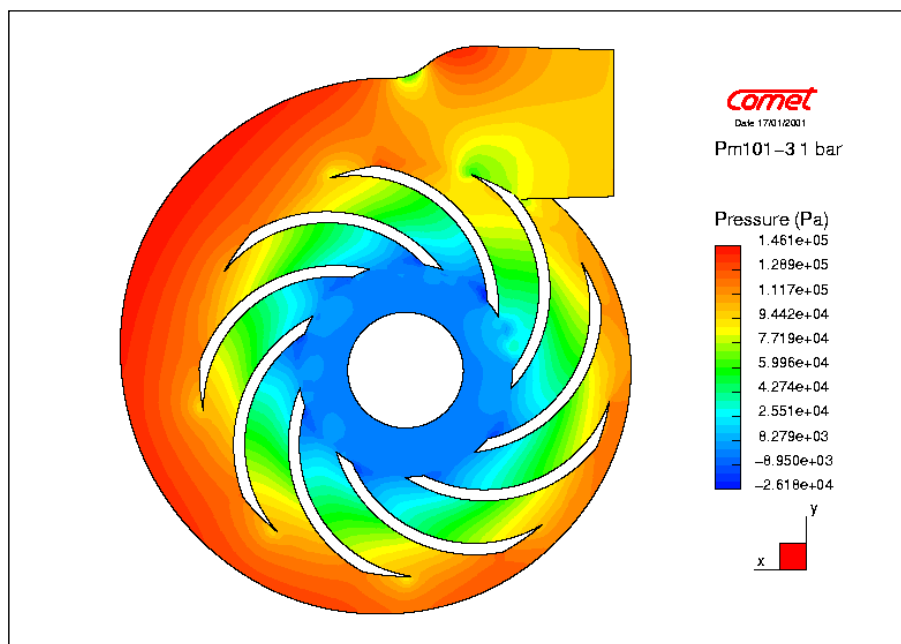
Na slijedećim slikama prikazan je dio rezultata ravninskih analiza modela s uvodnim prstenom ispred ulazâ u međulopatične kanale. I u ovom slučaju analize su provedene primjenom približnog postupka proračuna, pri brzini rotacije rotirajućeg subdomena (fluid između lopatica) od $n = 3000$ o/min i s prvim tipom graničnih uvjeta (pritisak na ulazu $p = 0$ bar i odgovarajući pritisak na izlazu iz raspona od 0,4 do 1,2 bar). Na slikama 11.17 i 11.18 prikazani su rezultati slučaja kod koga je opći napor modela iznosio $\Delta p = 1$ bar.



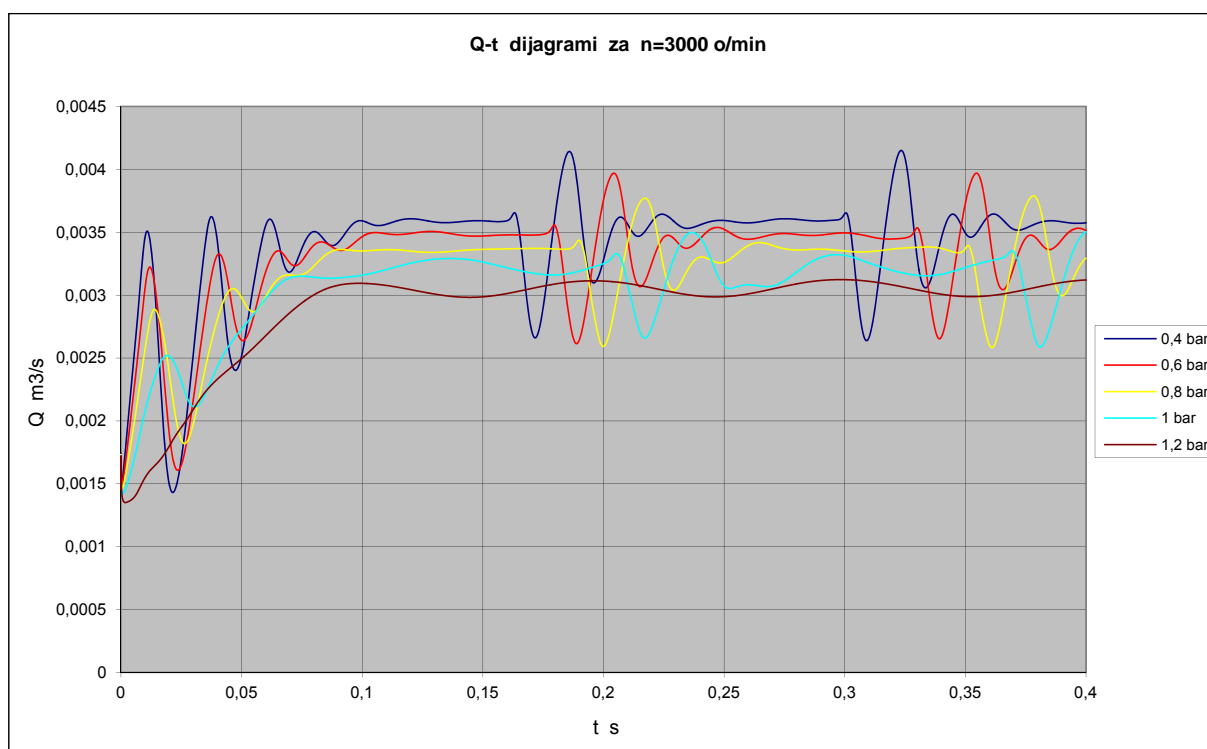
Sl. 11.17 Raspored brzine u ravninskom modelu s uvodnim prstenom ispred ulazâ u međulopatične kanale, kod primjene približnog postupka proračuna s prvim tipom graničnih uvjeta i s općim naporom $\Delta p = 1$ bar ($n = 3000$ o/min)

Uporede li se slike strujanja modela na slici 11.8 d) (egzaktan proračun s rotiranjem mreže) i modela s uvodnim prstenom na slici 11.17 (približan proračun), može se vidjeti da je karakter strujanja sličan, s tim da su kod drugog modela brzine na izlazu nešto veće. I u rasporedima pritiska ova dva modela (slike 11.9 d) i 11.18 može se naći dosta sličnosti.

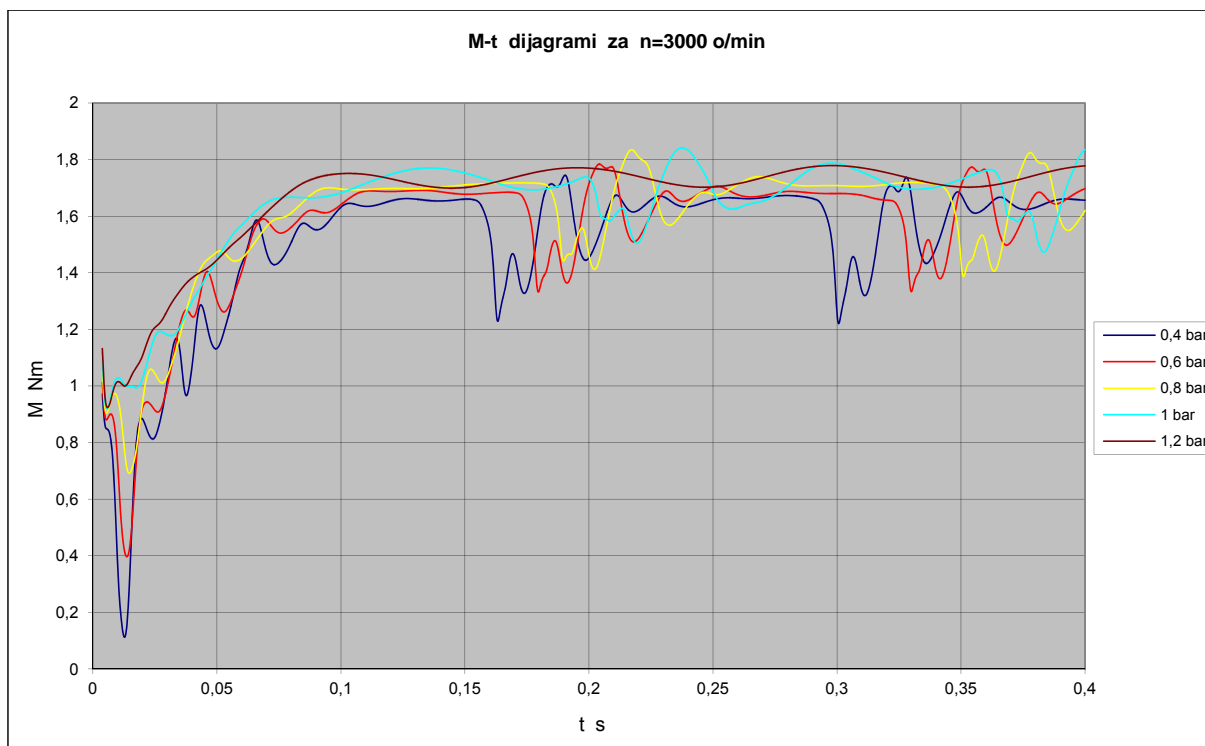
Karakter krivih promjene protoka Q i momenta M_z , kod modela s uvodnim prstenom ispred ulaza u međulopatične kanale (slika 11.19 i 11.20), drugačiji je od onoga kakav se dobio kod modela s rotiranjem mreže (slika 11.10 i 11.11), što je dijelom posljedica primijenjenog približnog postupka proračuna kod modela s uvodnim prstenom, ali vjerovatno i neadekvatnih graničnih uvjeta za ovaj model, te djelimične narušenosti osne simetričnosti strujanja na granici dva subdomena, koja je nastala ranije opisanim uvođenjem zida između repa i glave spirale. Međutim, kod ovih modela ipak se dobije slika strujanja koja kod dizajna lopatica ima svoju vrijednost, pa se od ovih modela ne treba uvijek odustajati, pogotovo ako se radi o turbopumpama koje imaju punu spiralu, bez prekida između repa i njene glave, kada je potpuno ispunjen pomenuti zahtjev o osnoj simetričnosti toka između dva subdomena.



Sl. 11.18 Raspored pritiska u ravninskom modelu s uvodnim prstenom ispred ulazâ u međulopatične kanale (uz sliku 11.17)



Sl. 11.19 Promjene protoka Q u funkciji vremena, za model s uvodnim prstenom ispred ulazâ u međulopatične kanale, za različite veličine općeg napora Δp ($0,2 \text{ s} = 10$ obrtaja)



Sl. 11.20 Promjene momenta M_z u funkciji vremena, za model s uvodnim prstenom ispred ulazâ u međulopatične kanale, za različite veličine općeg napora Δp ($0,2 \text{ s} = 10$ obrtaja)

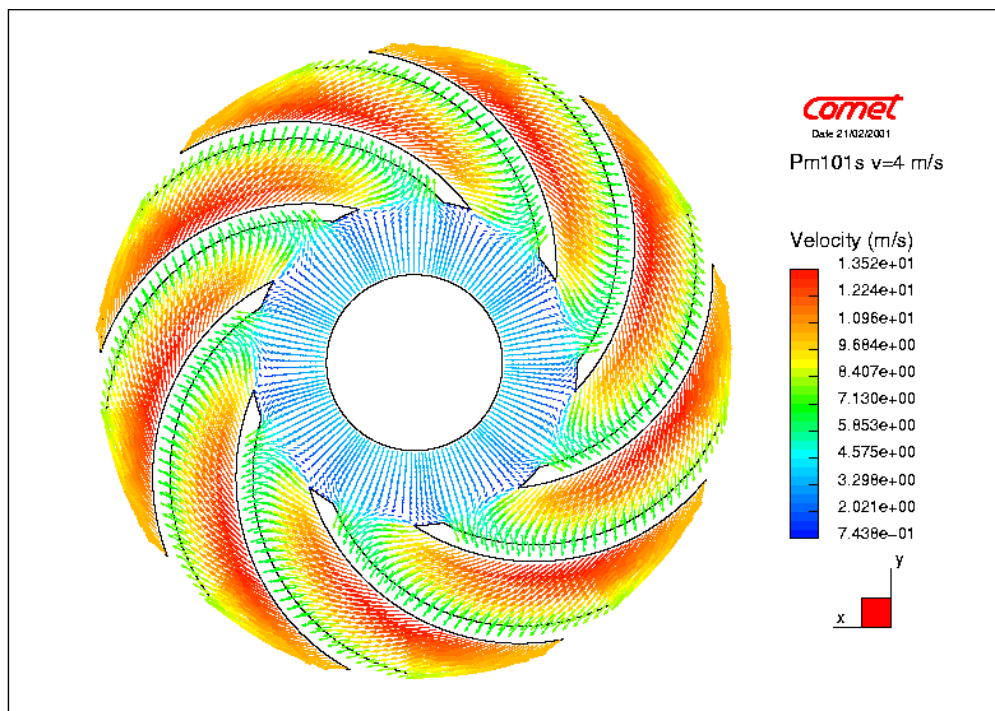
Primjena približnog postupka proračuna na modelu s uvodnim prstenom i bez spirale

Na slikama s rasporedom pritiska može se vidjeti da pritisak na izlazima iz međulopatičnih kanala nije isti, a nije ni konstantan na izlaznom luku (radijusa r_2) svakog pojedinog izlaza pomenutih kanala. Međutim, za analize u ovoj fazi moglo bi se uzeti da je pritisak isti i konstantan na izlazima iz međulopatičnih kanala. U ovom slučaju spirala nije potrebna, pa je kreiran model koji se sastoji od uvodnog prstena i međulopatičnih kanala (prema slici 11.17).

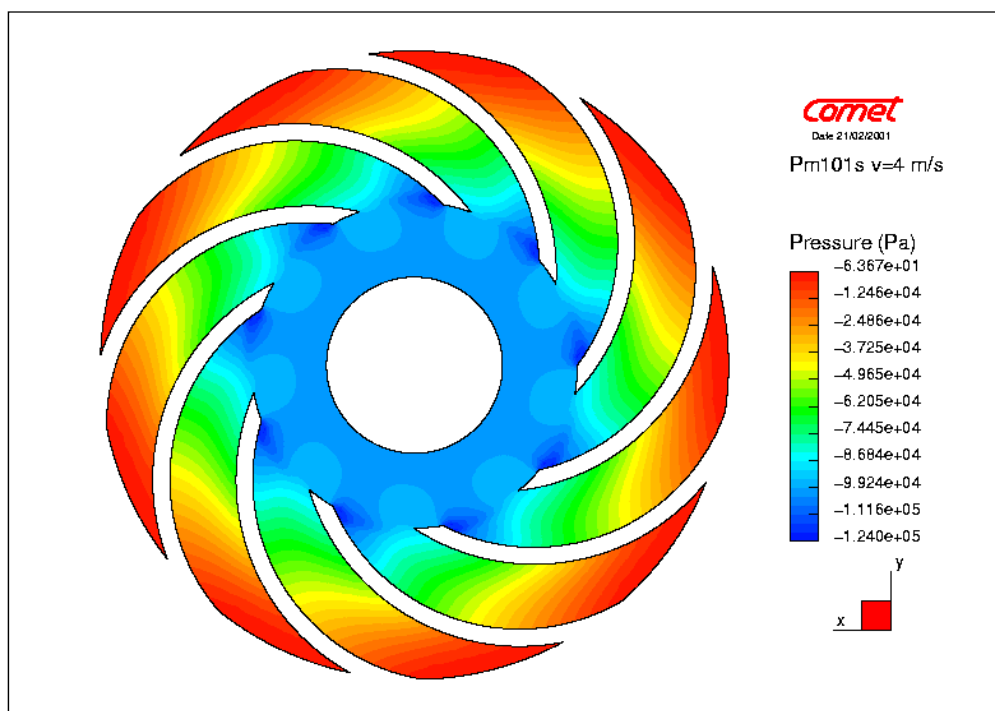
Zahtjev o osnovj simetričnosti strujanja, u slučaju primjene približnog postupka proračuna, kod ovakvog modela je u potpunosti ispunjen. Model bi se mogao pojednostaviti izdvajanjem iz prethodno opisanog modela jednog segmenta, čije granice idu sredinom dva susjedna međulopatična kanala, i primjenom cikličnih graničnih uvjeta na ovim granicama. Ovaj pristup omogućava višestruko smanjenje potrebnog računarskog vremena. Međutim, mreža međulopatičnog kanala ranije je već formirana, a kako se radi o manjem modelu, kod koga vrijeme proračuna neće biti veliko, nije se išlo na generiranje nove mreže od polovina dva susjedna međulopatična kanala i primjenu cikličnih graničnih uvjeta.

Kod proračuna s graničnim uvjetima prvog tipa (pritisak na ulazu i izlazu), nije se moglo postići da problem konvergira, pa je primijenjen treći tip graničnih uvjeta (na unutrašnjoj cilindričnoj površini uvodnog prstena zadane su radijalne brzine u rasponu od 2 do 4 m/s, a na izlaznim regionima međulopatičnih kanala specificiran je pritisak $p = 0$ bar).

Na slici 11.21 prikazan je raspored brzine u modelu s uvodnim prstenom i međulopatičnim kanalima, bez spirale, kod koga je na ulaznom regionu prstena zadana radijalna brzina $c_1 = 4$ m/s, s ulaznim uglom struje $\alpha_1 = 90^\circ$. Na slici 11.22 dat je raspored pritiska u istom modelu.



Sl. 11.21 Raspored brzine u ravninskom modelu s uvodnim prstenom i bez spirale, kod primjene približnog postupka proračuna s trećim tipom graničnih uvjeta (na ulazu zadana radijalna brzina $c_1 = 4$ m/s, a na izlaznim regionima pritisak $p = 0$ bar)

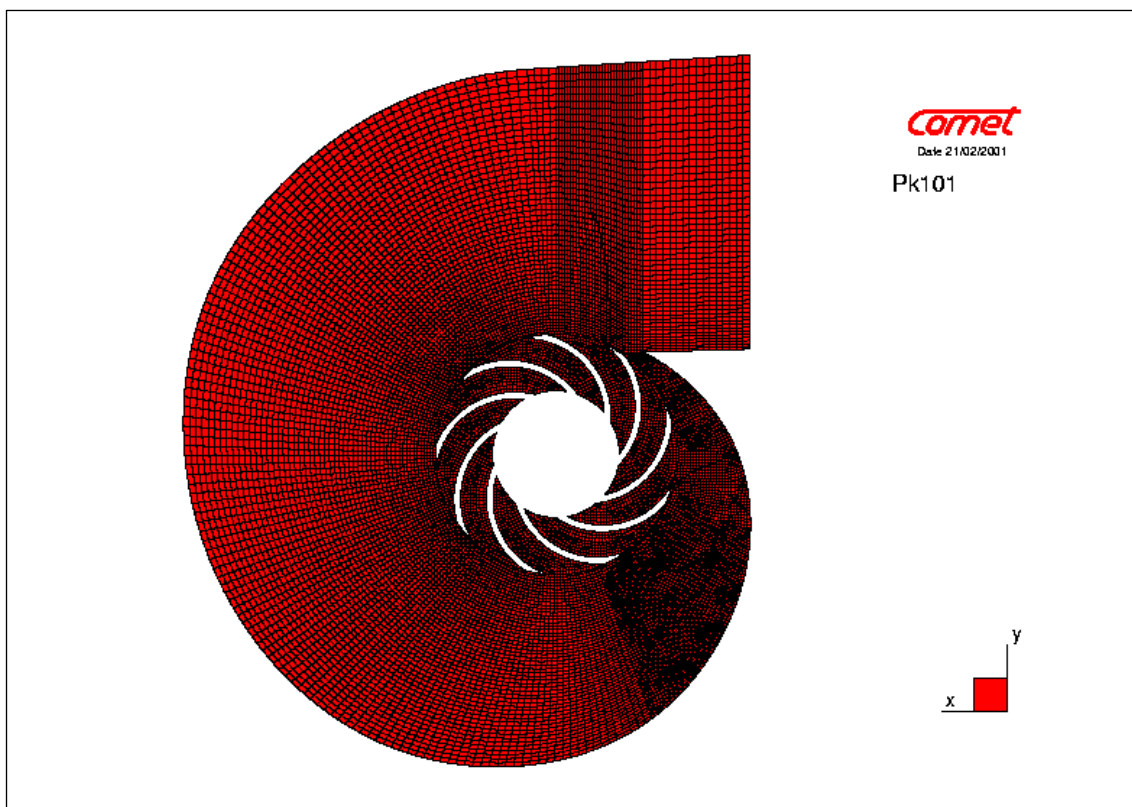


Sl. 11.22 Raspored pritiska u ravninskom modelu s uvodnim prstenom i bez spirale (uz sliku 11.21)

11.1.4 Analize ravninskog modela s proširenom vanjskom konturom spirale

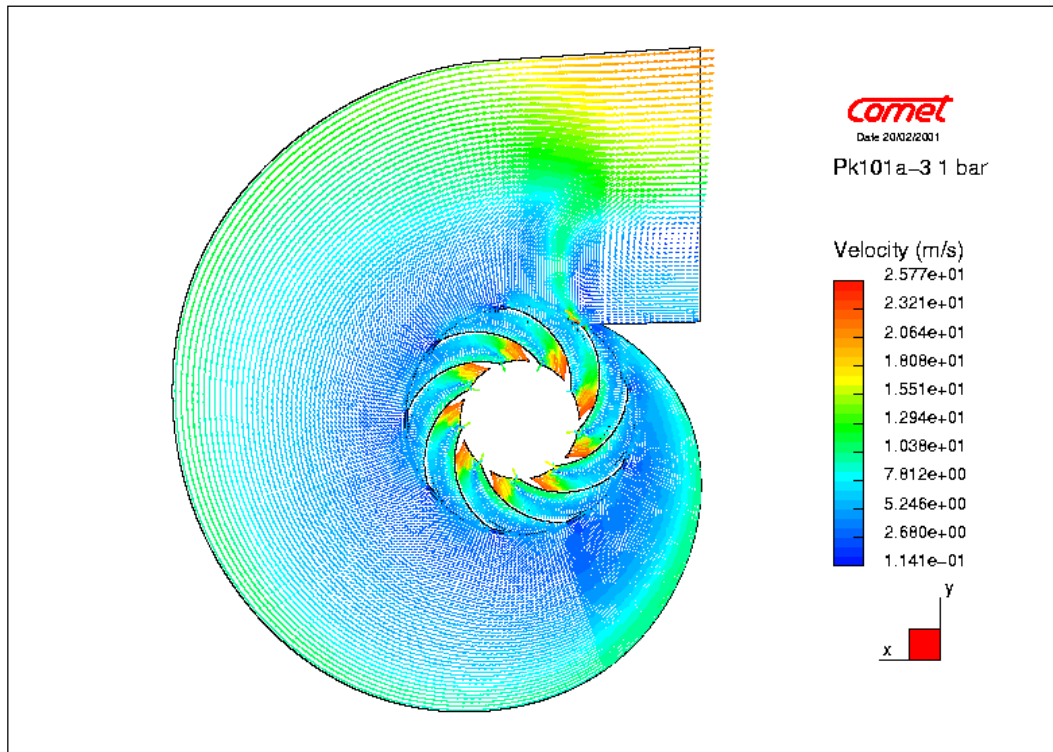
Razmišljanja o mogućim glavnim uzrocima izraženih oscilovanja protoka Q , momenta M_z i radijalnih sila na vratilu pumpe, dovela su do toga da se sumnja usmjeri na, s aspekta opće raširenih konvencionalnih postupaka dizajna dijelova turbopumpi, nekorektno oblikovanu spiralu. Kod centrifugalnih turbopumpi zadatak spirale je da izvrši transformaciju kinetičke energije koju tečnost nosi sobom po izlasku iz radnog kola u energiju pritiska. Zbog toga se spirala širi, idući ka njenom izlazu. Kod izabrane automobilske turbopumpe površina izlaznog presjeka pumpe je veća od sume površina ulazâ u međulopatične kanale. Kod modela prikazanog na slici 11.4 dobila se obrnuta situacija, tako da je površina izlaza iz spirale značajno manja od ukupne površine ulazâ u međulopatične kanale.

Iz prethodno navedenih razloga kreiran je model s proširenom spiralom, prikazan na slici 11.23. Spirala je u ovom slučaju konstruisana približno prema proceduri jednog od konvencionalnih postupaka, a za spiralu konstantne širine, jednake širini ravninskog modela. Dobiveno je da je površina izlaznog presjeka iz spirale približno jednaka ukupnoj površini devet ulaza u međulopatične kanale. Lopatice su kreirane na bazi geometrije radnog kola izabrane automobilske turbopumpe.

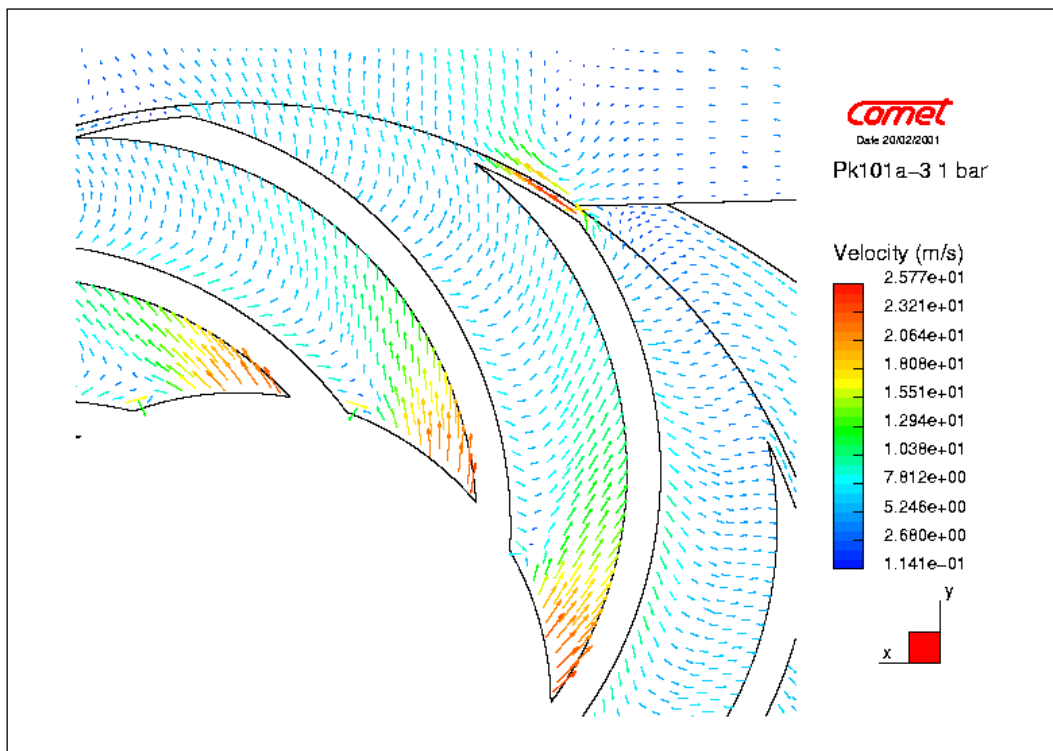


Sl. 11.23 Mreža modela s proširenom vanjskom konturom spirale

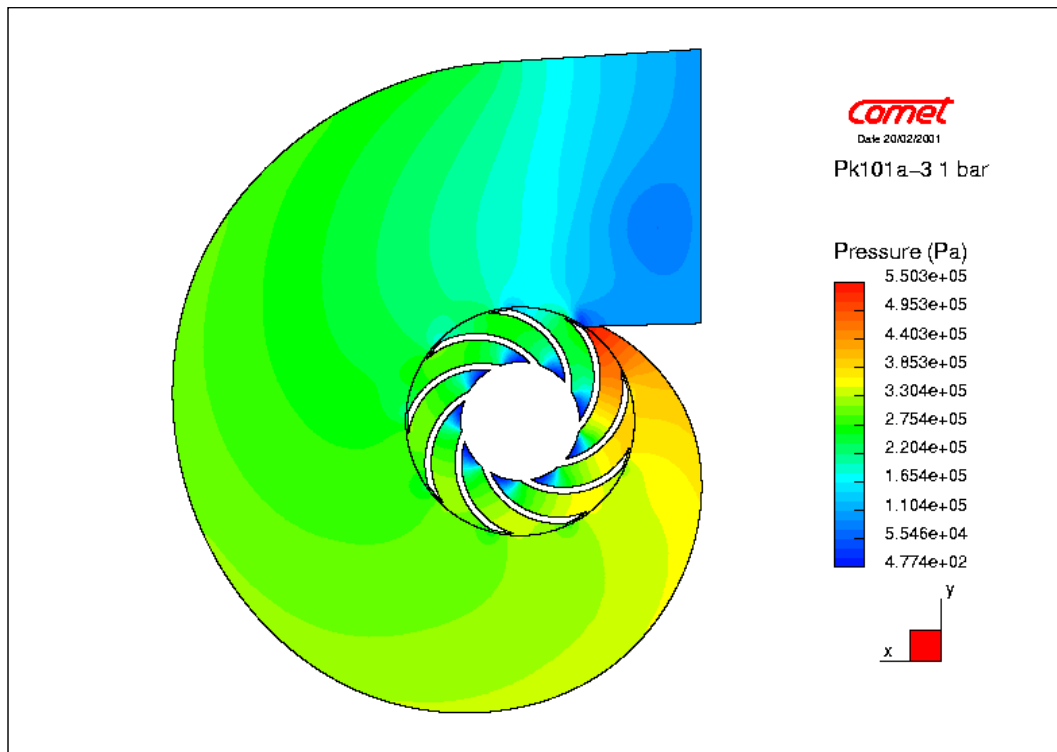
Kod analiza na modelu s proširenom spiralom, proračuni su provedeni primjenom egzaktnog postupka proračuna, s rotiranjem fiktivnog radnog kola (pri $n = 3000$ o/min), a primijenjen je prvi tip graničnih uvjeta, s pritiskom $p = 0$ bar na ulazu i odgovarajućim pritiskom na izlazu modela, iz raspona od 0,6 do 2,4 bar.



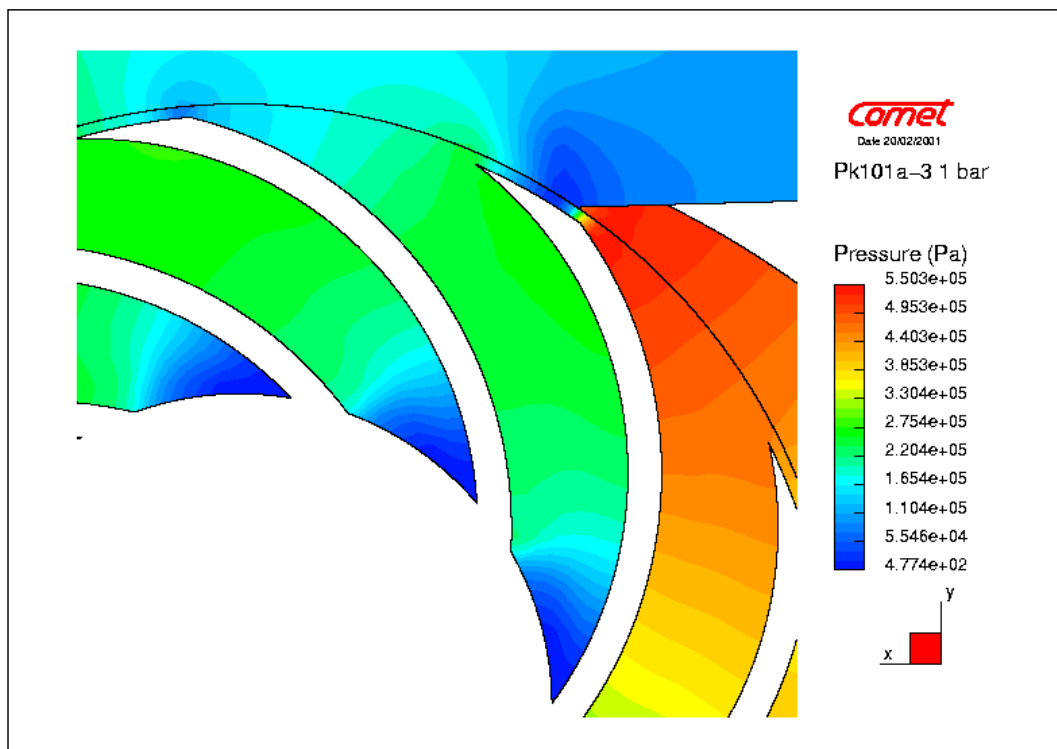
Sl. 11.24 Raspored brzine u ravninskom modelu s proširenom spiralom, kod proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola, s prvim tipom graničnih uvjeta (slučaj s $p = 0$ bar na ulazu i $p = 1$ bar na izlazu modela)



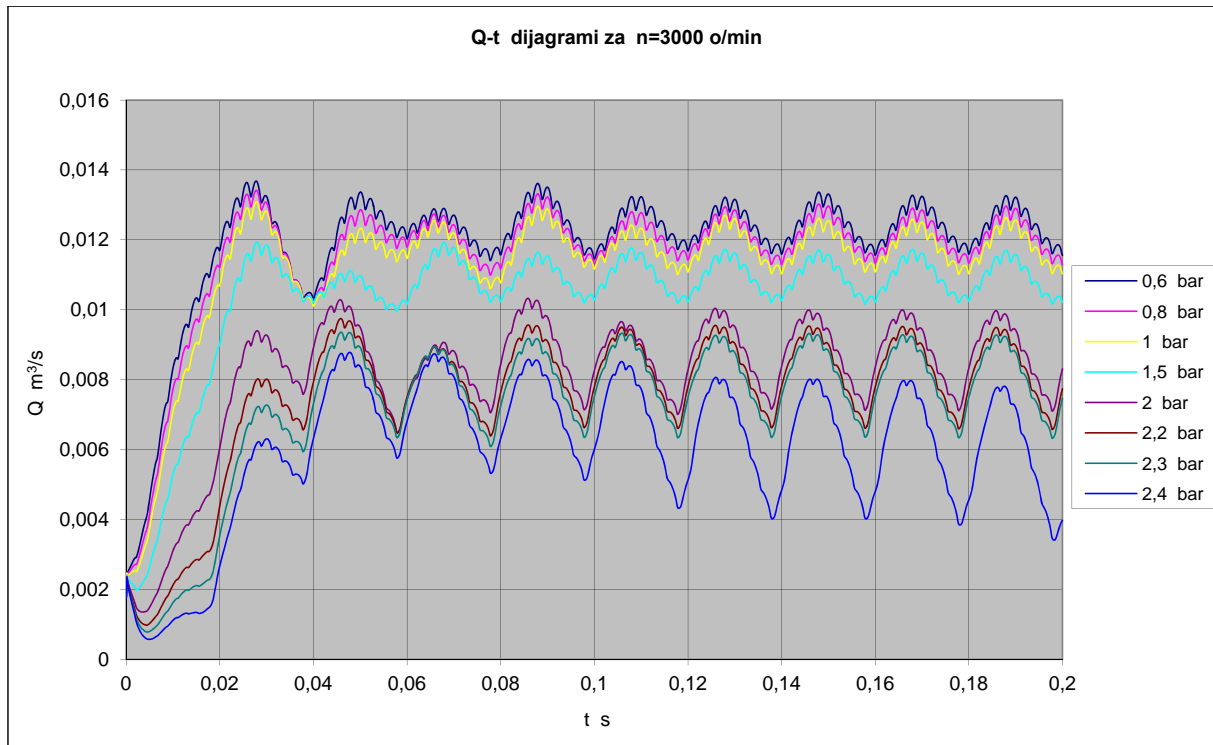
Sl. 11.25 Raspored brzine u ravninskom modelu sa slike 11.24 (uvećan prikaz)



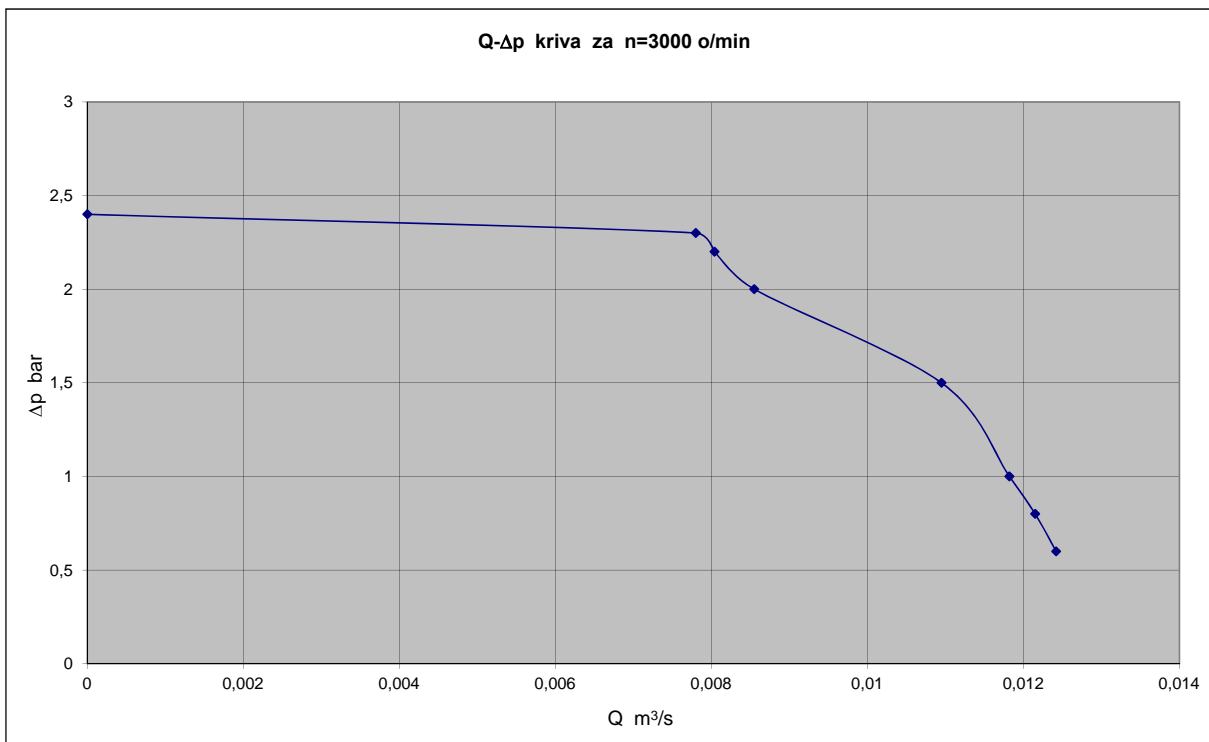
Sl. 11.26 Raspored pritiska u ravninskom modelu s proširenom spiralom



Sl. 11.27 Raspored pritiska u ravninskom modelu s proširenom spiralom (uvećan prikaz dijela slike 11.26)



Sl. 11.28 Promjene protoka Q u funkciji vremena, kod modela s proširenom spiralom, za egzaktan proračun i različite veličine opšteg napora Δp (0,2 s = 10 obrtaja)



Sl. 11.29 Q - Δp kriva ravninskog modela s proširenom spiralom

Na slici 11.24 i 11.25 prikazan je raspored brzine, a na slici 11.26 i 11.27 raspored pritiska, za slučaj kada je na modelu s proširenom spiralom na ulazu zadan pritisak $p = 0$ bar, a na izlazu $p = 1$ bar.

Na slici 11.28 date su krive promjene protoka Q u funkciji vremena, za različite veličine općeg napora Δp (od 0,6 do 2,4 bar). Kod općeg napora od 2,4 bar, protok se "gubi" i pripadajuća kriva se polako približava nuli.

Na slici 11.29 data je Q - Δp kriva modela s proširenom spiralom, koja je oblikom slična odgovarajućoj krivoj ravninskog modela formiranog na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe (slika 11.12), ali ima izraženije diskontinuitete.

Rezultati su pokazali da proširenje spirale, koje se dobije aproksimativnom primjenom konvencionalnih postupaka proračuna za ovaj dio turbopumpe, s konstantnom širinom jednakom širini ravninskog modela, ne pruža nikakve prednosti u odnosu na modele sa spiralom nastalom "isijecanjem" ravninskog modela iz modela analizirane pumpe. Kod modela s proširenom spiralom, rezultati su nešto i lošiji u odnosu na one koji su dobiveni kod modelâ sa spiralom, nastalom "isijecanjem" ravninskog modela iz originalne pumpe. Može se zaključiti da u fazi realizovanja analiza ravninskih modela nema potrebe za uvođenjem proširene spirale. Pored toga, može se preporučiti i da se, u fazi kada još nisu realizovani proračuni i završni dizajn spirale pumpe, za ravninske modele kreira spirala s geometrijom vanjske konture približnom onoj kakvu će imati konačno rješenje dizajnirane turbopumpe.

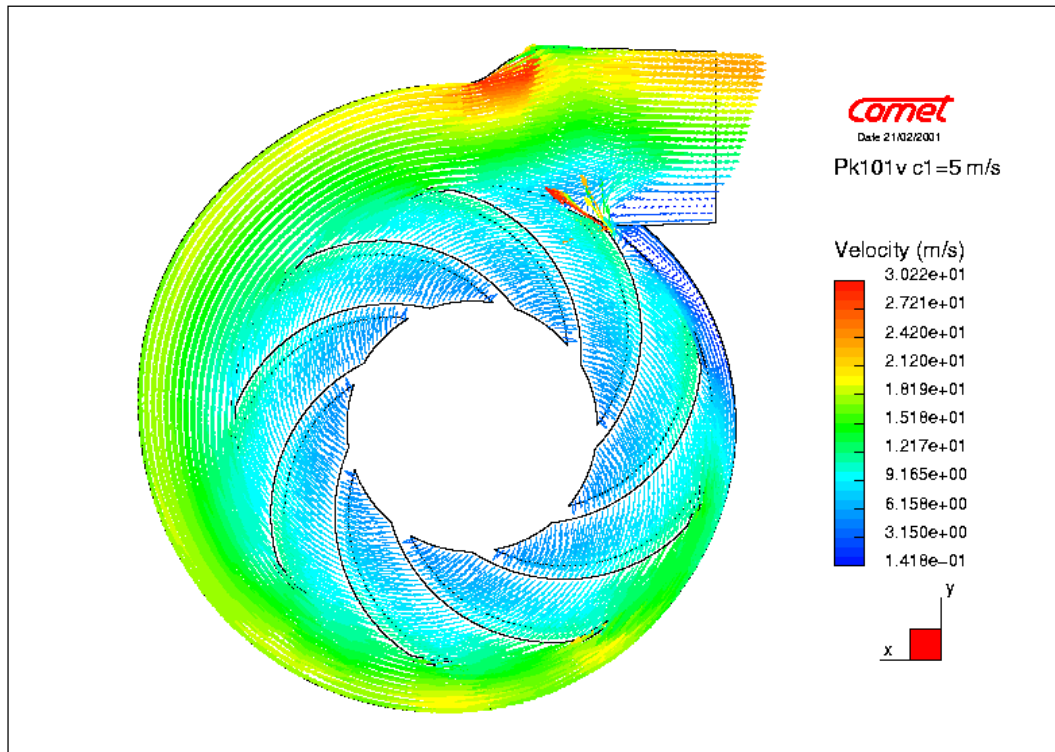
11.1.5 Analiza modelâ s ravnim lopaticama

Praksa je pokazala da se mogu dobiti zadovoljavajuća rješenja radnih kola automobilskih turbopumpi s ravnim lopaticama, čija konstrukcija je prikazana u odjeljku 9. U ovom dijelu su prikazani rezultati analizâ modela s ravnim lopaticama pod uglom od 90° i modela s kosim ravnim lopaticama i ulaznim uglom lopatice $\beta_1 = 35^\circ$ (isti ulazni ugao imaju lopatice radnog kola izabrane automobilske turbopumpe).

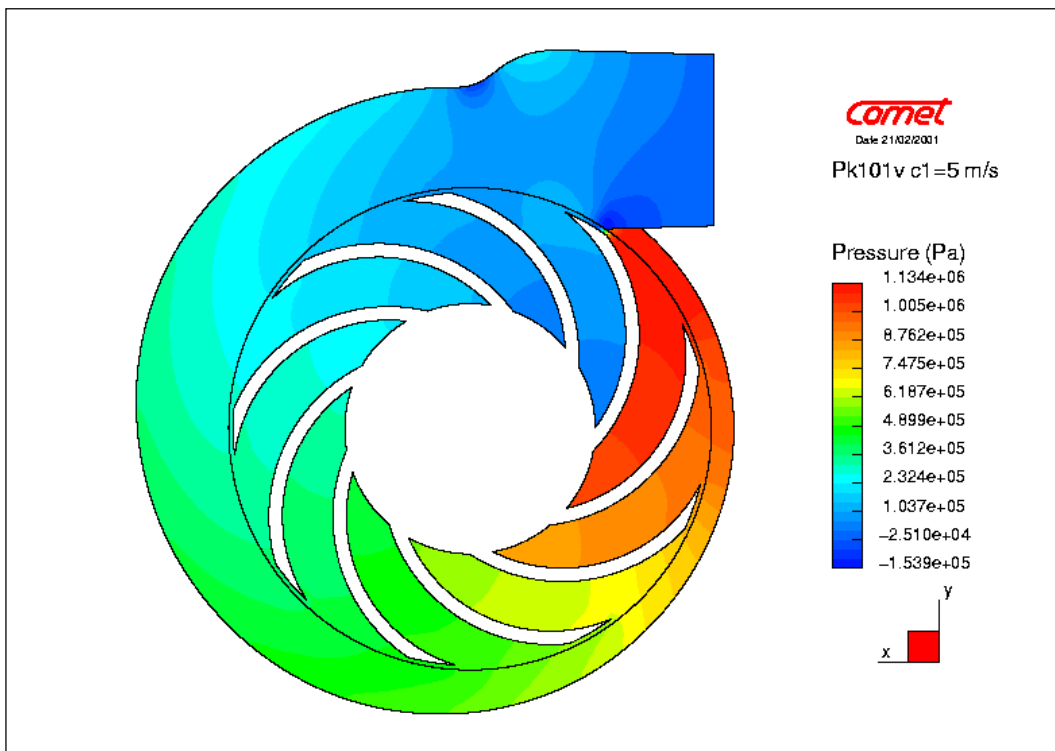
Da bi se mogle utvrditi dobre, odnosno loše strane rješenja s ravnim lopaticama, realizovan je i proračun odgovarajućeg modela s geometrijom na bazi pomenute izabrane automobilske turbopumpe. Ovaj model je kreiran s istom veličinom ćelija, a kod proračuna su primijenjeni isti granični uvjeti kao kod modelâ s ravnim lopaticama.

Kod sva tri modela proračuni su provedeni primjenom egzaktnog postupka proračuna, s rotiranjem fiktivnog radnog kola (pri brzini $n = 3000$ o/min), a primijenjen je drugi tip graničnih uvjeta (apsolutna brzina na graničnim površinama ulaza u međulopatične kanale, prema slici 11.6 i tabeli 11.1 i pritisak $p = 0$ bar na izlazu iz spirale).

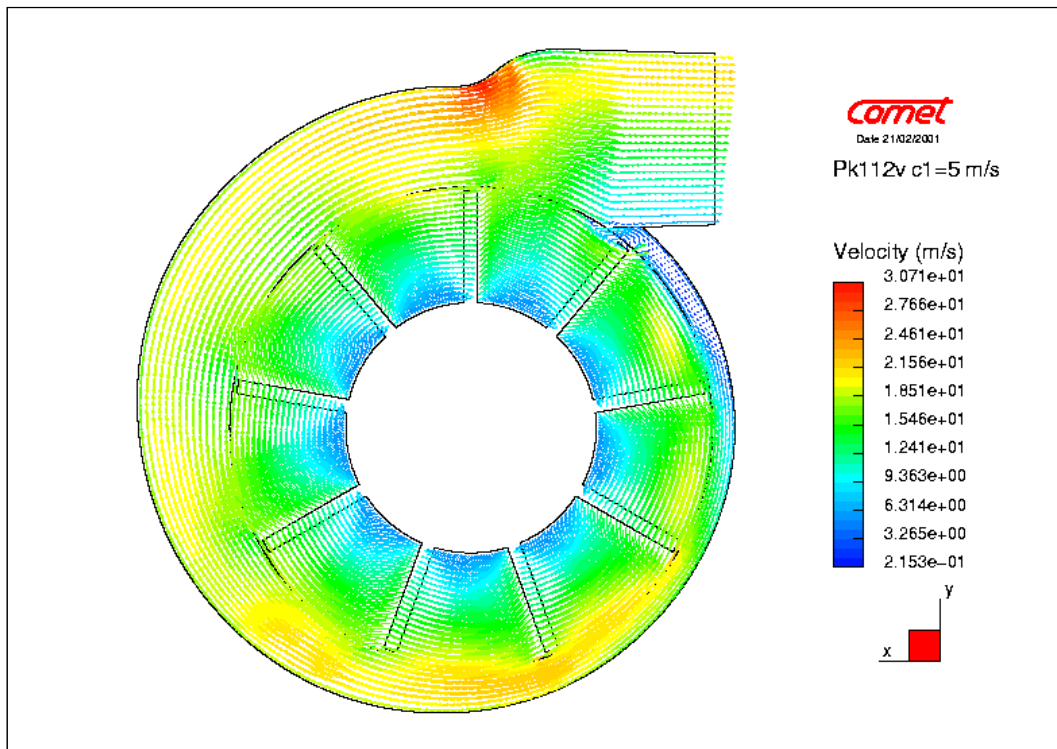
Rezultati proračuna modela na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe dati su na slikama 11.30 i 11.31. Na slikama 11.32 do 11.35 prikazani su rasporedi brzine i pritiska prvo za model s ravnim lopaticama pod uglom od 90° , a onda i za model s kosim ravnim lopaticama i ulaznim uglom lopatice $\beta_1 = 35^\circ$.



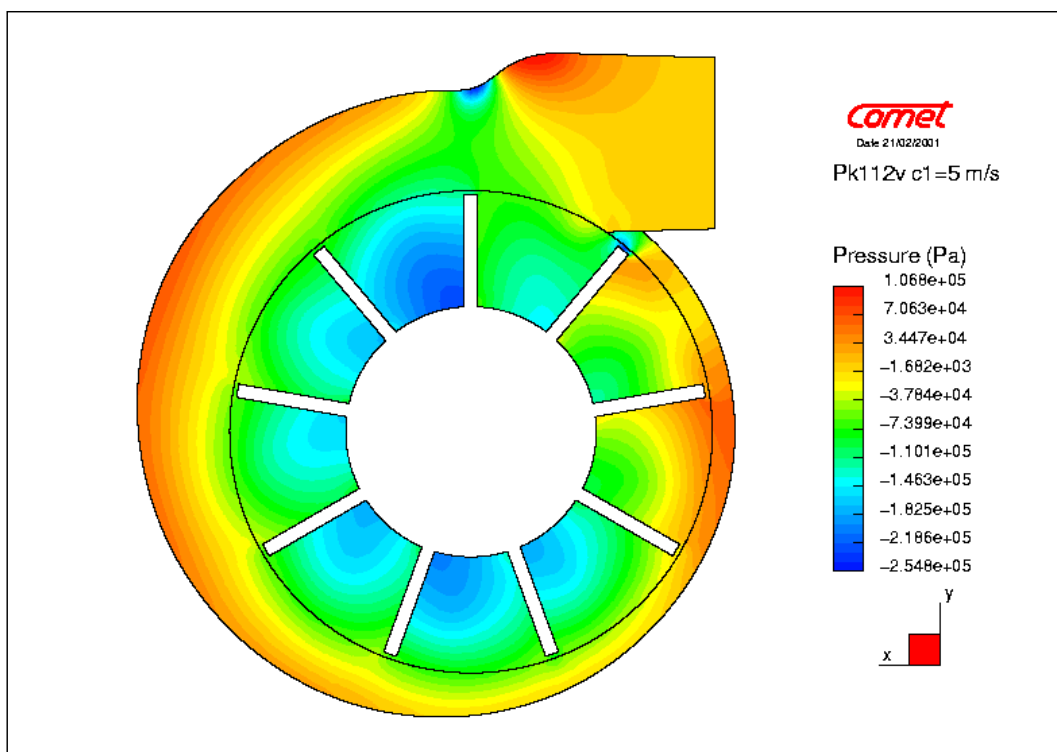
Sl. 11.30 Raspored brzine u ravninskom modelu na bazi geometrije izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola, s drugim tipom graničnih uvjeta (apsolutna brzina na ulazu $c_1 = 5$ m/s i pritisak na izlazu $p = 0$ bar)



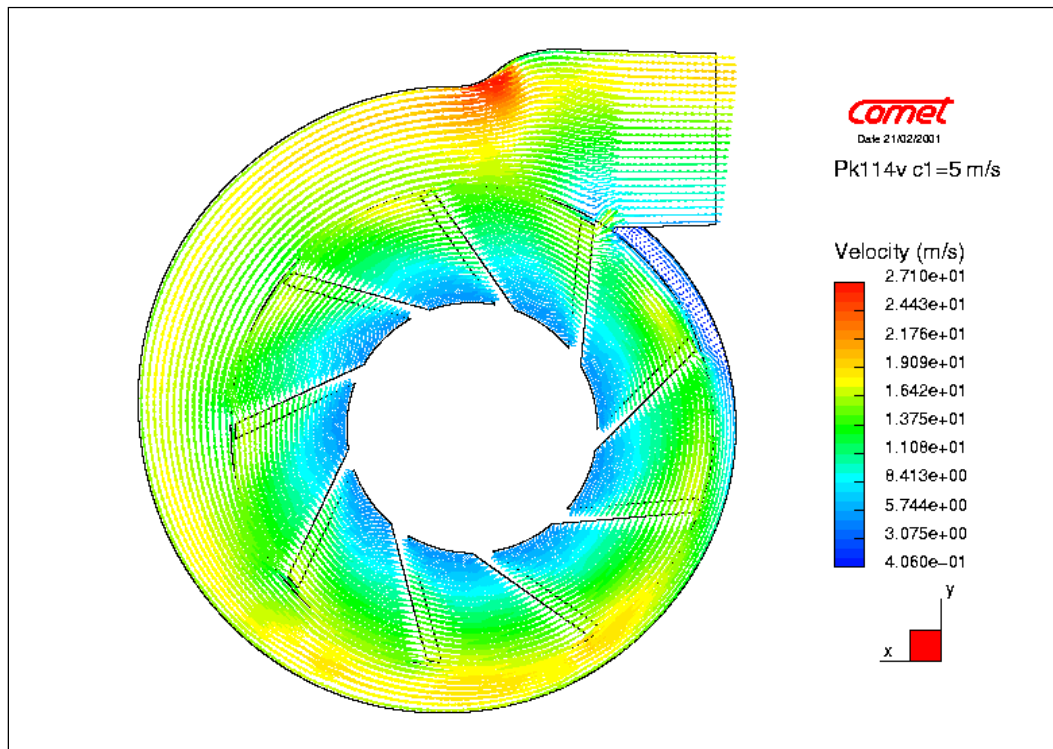
Sl. 11.31 Raspored pritiska u modelu sa slike 11.30



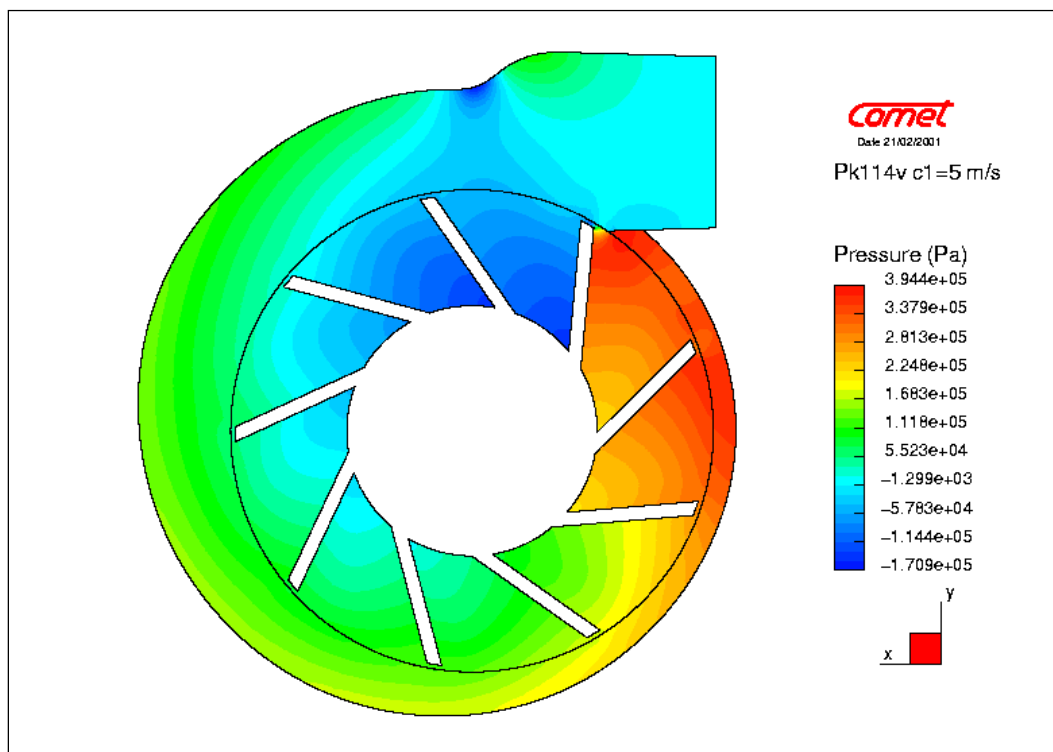
Sl. 11.32 Raspored brzine u modelu s ravnim lopaticama ($\beta_1 = 90^\circ$), kod egzaktnog proračuna i s drugim tipom graničnih uvjeta (brzina na ulazu $c_1 = 5$ m/s i pritisak na izlazu $p = 0$ bar)



Sl. 11.33 Raspored pritiska u modelu sa slike 11.32



Sl. 11.34 Raspored brzine u modelu s kosim ravnim lopaticama ($\beta_1 = 35^\circ$), kod egzaktnog proračuna i s drugim tipom graničnih uvjeta (apsolutna brzina na ulazu $c_1 = 5$ m/s i pritisak na izlazu $p = 0$ bar)



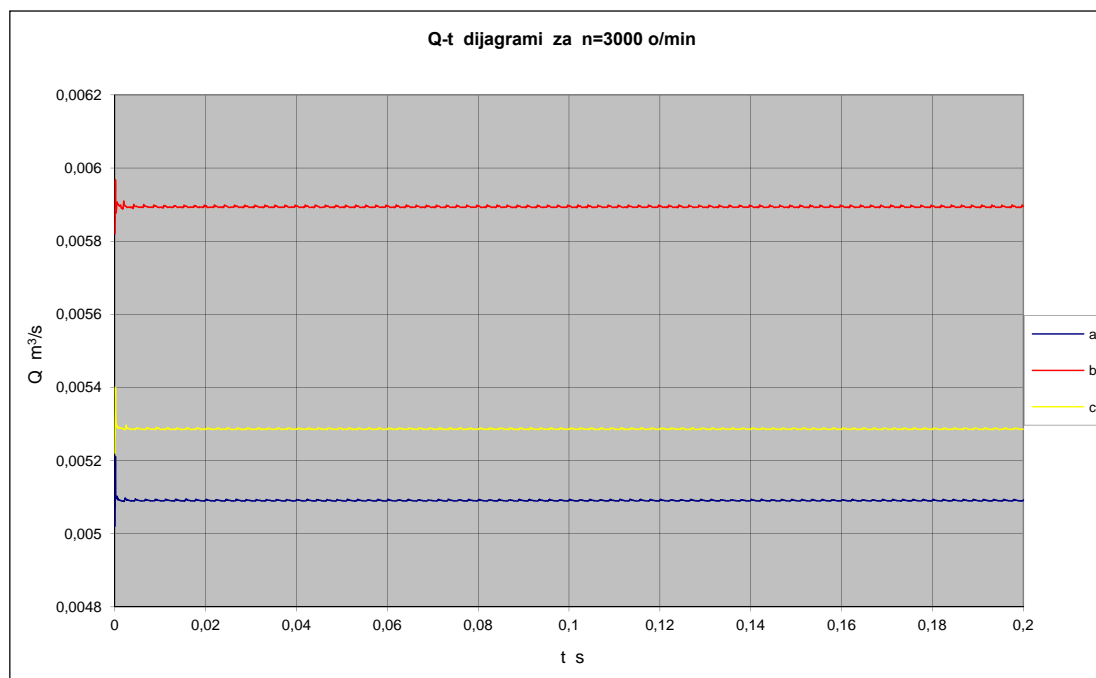
Sl. 11.35 Raspored pritiska u modelu sa slike 11.34

Na svih šest prethodnih slika prikazani su rezultati samo za slučaj kod koga je, za primijenjeni drugi tip graničnih uvjeta, na ulazne regione međulopatičnih kanala ovih modela specificirana apsolutna brzina od $c_1 = 5$ m/s (pri tome je, prema trouglu brzina na ulazu, meridijalna brzina $c_{1m} = 4$ m/s – treći slučaj kod drugog tipa graničnih uvjeta, prema tabeli 11.1). Već je navedeno da je u ovom slučaju pritisak na izlazu $p = 0$ bar.

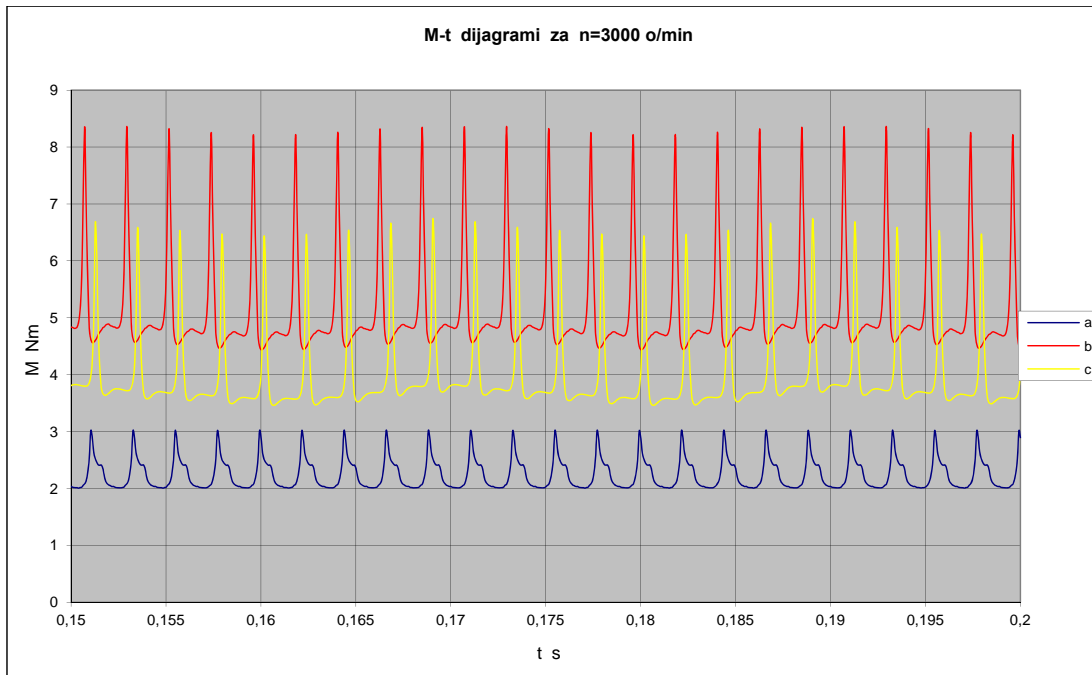
Na slikama 11.36 do 11.38 date su uporedne krive promjene protoka Q , momenta M_z i rezultujuće radijalne sile F_r , za tri u ovom poglavlju analizirana modela: model kreiran na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe (model a), model s ravnim lopaticama pod uglom od 90° (model b), te model s kosim ravnim lopaticama i ulaznim uglom lopatice $\beta_1 = 35^\circ$ (model c).

Protok je najveći kod modela s ravnim lopaticama pod uglom od 90° , a kod modela s kosim ravnim lopaticama nešto je veći u odnosu na model na bazi geometrije stvarne izabrane turbopumpe. Kad je u pitanju oscilovanje momenta na radnom kolu, najpovoljnija situacija je kod modela na bazi geometrije pomenute izabrane turbopumpe, nepovoljnijim, ali još uvijek prihvatljivim se može ocijeniti karakter oscilovanja kod modela s kosim ravnim lopaticama, dok je najizraženije oscilovanje (s najvećom srednjom vrijednošću i amplitudom momenta) prisutno kod modela s ravnim lopaticama pod uglom od 90° . Interesantna je činjenica da je karakter i intenzitet promjene rezultujuće radijalne sile gotovo identičan kod sva tri modela.

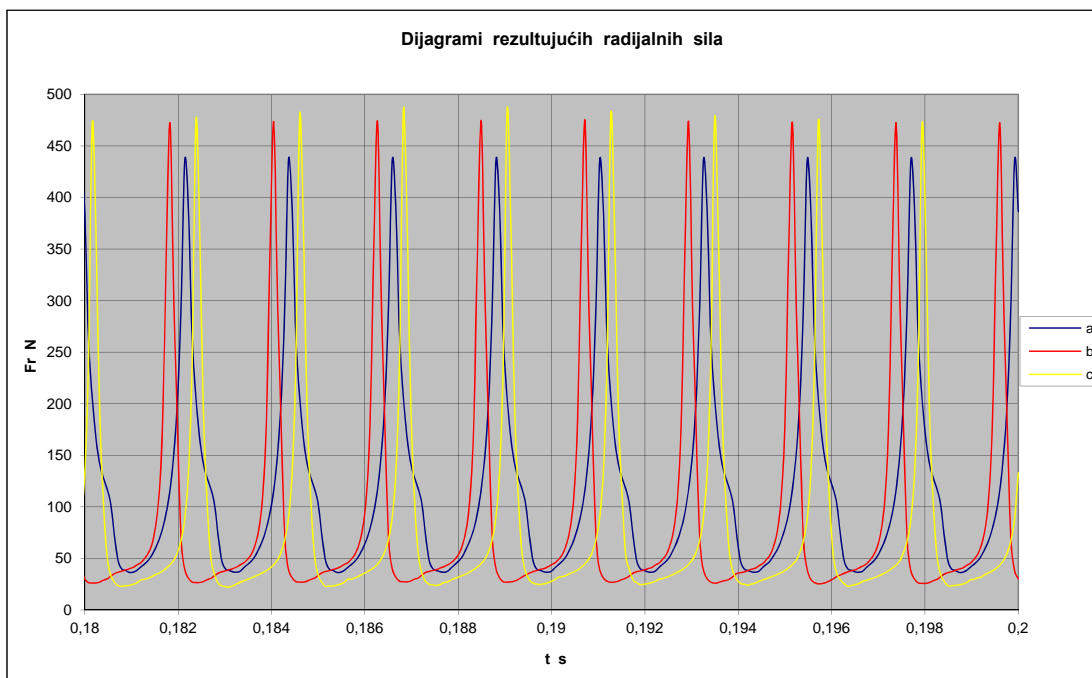
Na bazi izloženih rezultata može se konstatovati da radna kola s kosim ravnim lopaticama mogu biti dobro rješenje za automobilske turbopumpe.



Sl. 11.36 Krive promjene protoka Q u funkciji vremena za ravninske modele s:
 a) lopaticama na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe,
 b) ravnim lopaticama pod uglom od $\beta_1 = 90^\circ$ i
 c) s kosim ravnim lopaticama i ulaznim uglom lopatice $\beta_1 = 35^\circ$



Sl. 11.37 Krive promjene momenta M_z u funkciji vremena za ravninske modele s:
 a) lopaticama na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe,
 b) ravnim lopaticama pod uglom od $\beta_1 = 90^\circ$ i
 c) s kosim ravnim lopaticama i ulaznim uglom lopatice $\beta_1 = 35^\circ$



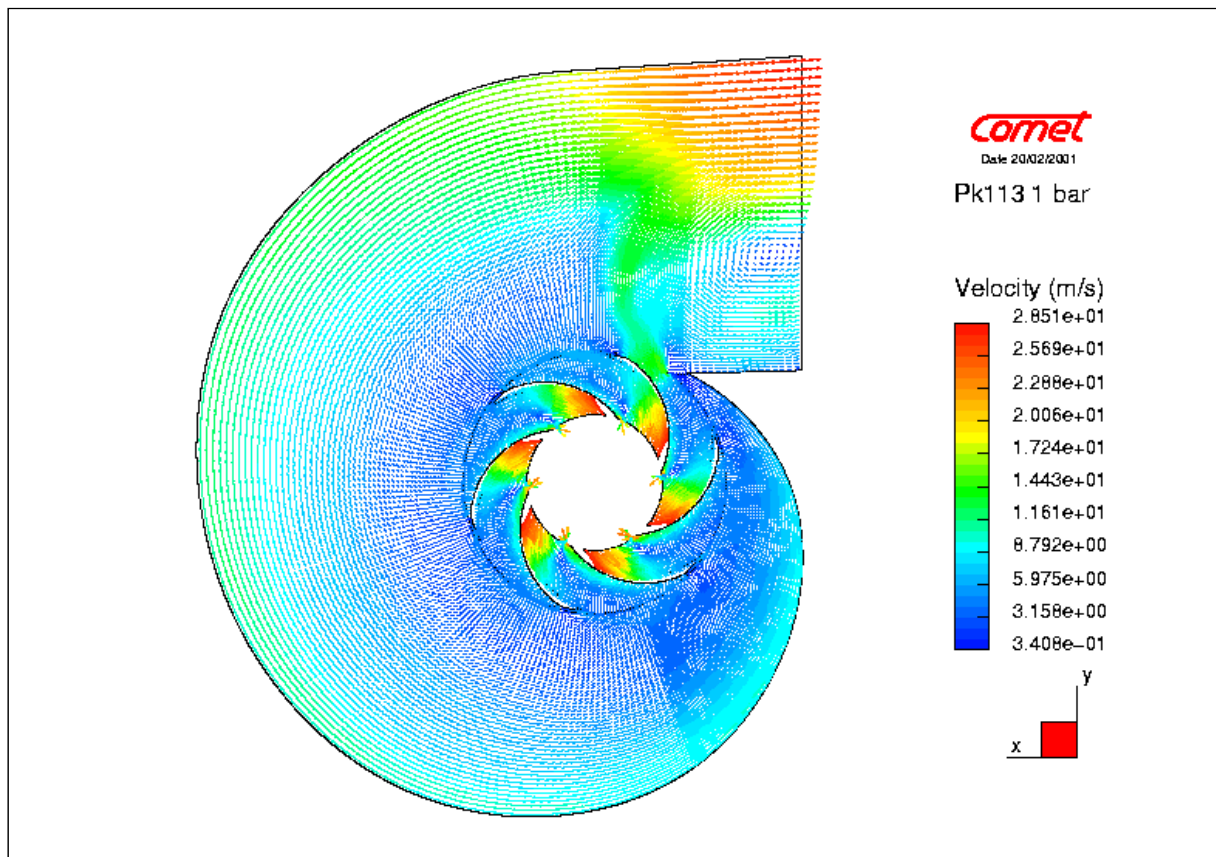
Sl. 11.38 Krive promjene rezultujuće radialne sile na fiktivnom radnom kolu, u funkciji vremena, za ravninske modele s:
 a) lopaticama na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe,
 b) ravnim lopaticama pod uglom od $\beta_1 = 90^\circ$ i
 c) s kosim ravnim lopaticama i ulaznim uglom lopatice $\beta_1 = 35^\circ$

11.1.6 Analiza uticaja broja lopatica

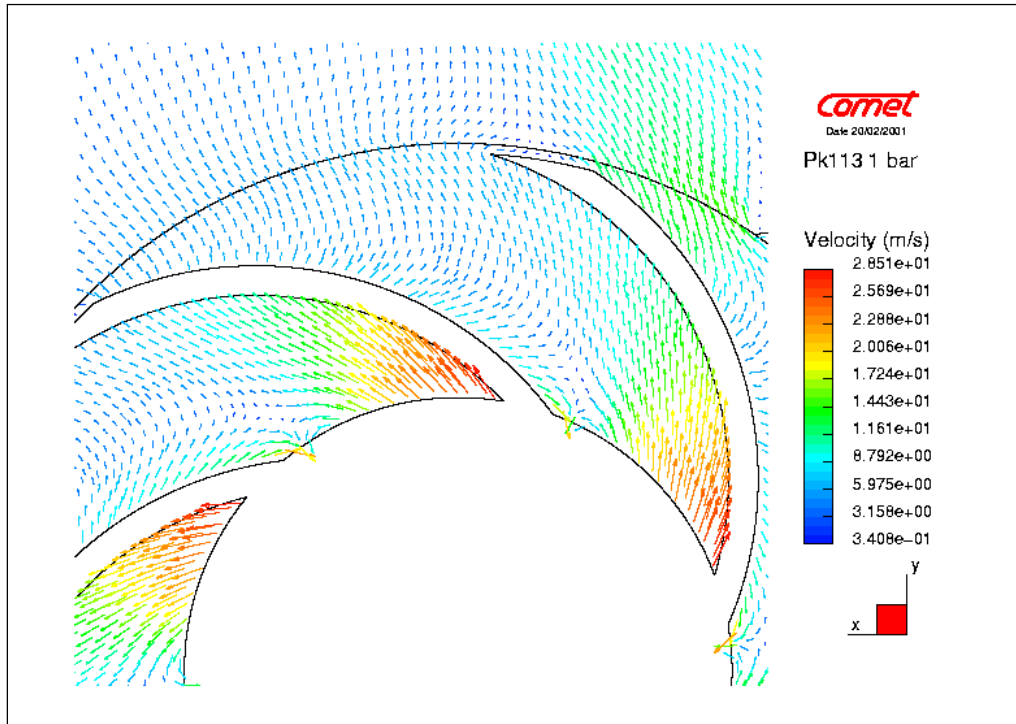
Konvencionalni postupci proračuna radnih kola centrifugalnih turbopumpi imaju i empirijske izraze za određivanje preporučenog broja lopatica radnog kola. Međutim, konačna odluka o broju lopatica ipak je stvar o kojoj na kraju odlučuje konstruktor. Stoga je dobro imati "alat", čijom primjenom se na egzaktan način može doći do kvalitetnih pokazatelja efekata primjene različitog broja lopatica.

Primjenom izrazâ konvencionalnog postupka proračuna, za izabranu automobilsku turbopumpu dobiven je preporučeni broj lopatica od $z = 8$, dok originalno radno kolo ove pumpe ima devet lopatica. U okviru realizovanih ravninskih analiza, proračunat je i model sa šest lopatica, odnosno međulopatičnih kanala, i proširenom spiralom. Model nije posebno prikazan, jer je oblik lopatica isti kao kod modela na slici 11.23, koji ima devet lopatica.

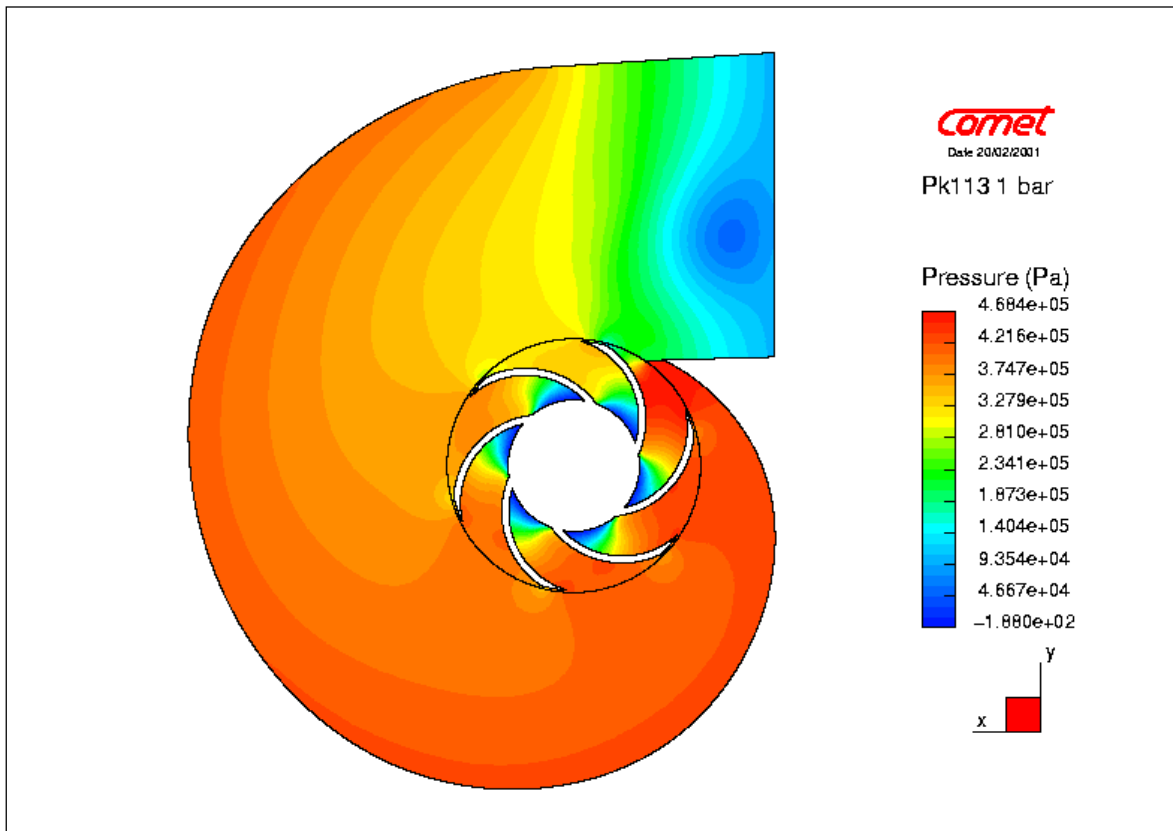
I kod modela sa šest lopatica rađeno je s rotacijom fiktivnog radnog kola, pri brzini rotacije od $n = 3000$ o/min, a primijenjeni su i isti granični uvjeti (prvi tip graničnih uvjeta, s pritiskom $p = 0$ bar na graničnim površinama ulaza u međulopatične kanale i kod ovog modela samo s pritiskom $p = 1$ bar na izlazu iz spirale).



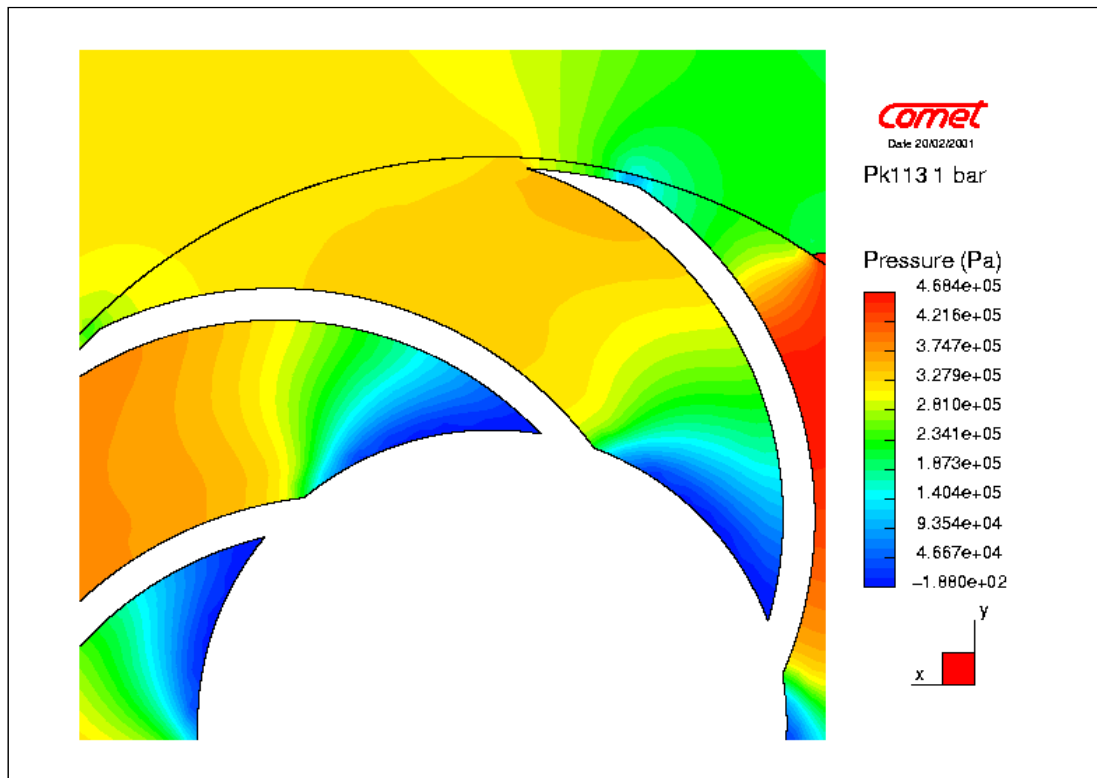
Sl. 11.39 Raspored brzine u ravninskom modelu sa šest lopatica i proširenom spiralom, za proračun s rotiranjem fiktivnog radnog kola, s prvim tipom graničnih uvjeta (pritisak $p = 0$ bar na ulazima međulopatičnih kanala i $p = 1$ bar na izlazu iz spirale)



Sl. 11.40 Raspored brzine u ravninskom modelu sa slike 11.39 (uvećan prikaz)



Sl. 11.41 Raspored pritiska u ravninskom modelu sa slike 11.39



Sl. 11.42 Raspored pritiska u ravninskom modelu sa slike 11.39 (uvećan prikaz)

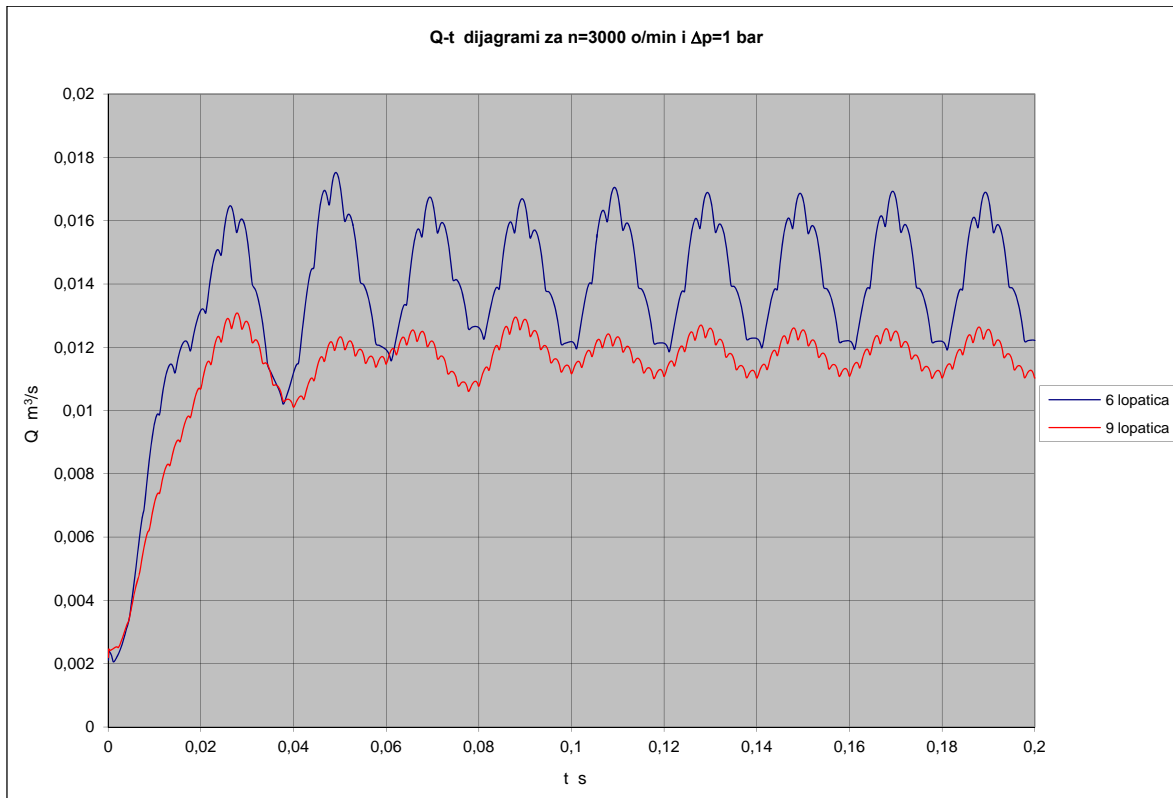
Dobiveni rezultati upoređeni su s rezultatima pomenutog modela sa slike 11.23 s devet lopatica. Na slici 11.39 i 11.40 dat je raspored brzine u ravninskom modelu sa šest lopatica i proširenom spiralom. Može se vidjeti da se između nailazeće lopatice i repa spirale i kod ovog modela formira izražena struja (nešto naglašenija od one kod modela s devet lopatica), koja utiče u spiralu i uključuje se u glavni tok spirale usmjeren ka izlazu. Očito je da se povećanjem broja lopatica, a time i sužavanjem međulopatičnih kanala, smanjuje ova struja, čime se smanjuje i intenzitet oscilovanja protoka u modelu tokom vremena.

Raspored pritiska u ravninskom modelu sa šest lopatica i proširenom spiralom dat je na slici 11.41 i 11.42.

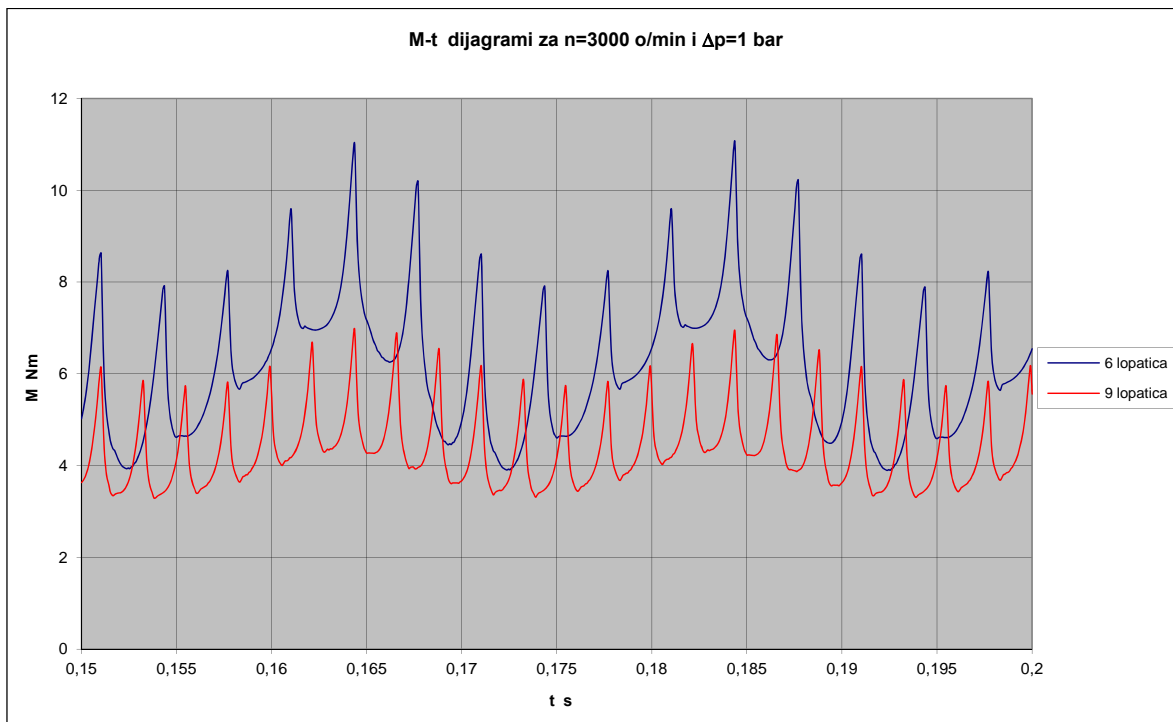
Na slici 11.43 uporedo su date krive promjene protoka Q tokom prvih deset obrtaja ($n = 3000$ o/min), u trajanju od 0,2 sekunde, a na slici 11.44 krive promjene momenta M_z na lopaticama fiktivnog radnog kola, za modele sa šest i devet lopatica. Kod modela sa šest lopatica, protok Q je veći u svakom trenutku "rada" modela, što se moglo i očekivati, jer je volumen vode u međulopatičnim kanalima povećan za tri uklonjene lopatice, ali je istovremeno i amplituda oscilovanja protoka znatno veća nego kod modela s devet lopatica. Slična situacija je i kod krivih promjene momenta M_z u odnosu na osu rotacije, koje su date na slici 11.44.

Na slici 11.45 date su krive promjene rezultujuće radijalne sile na fiktivnom radnom kolu, za modele sa šest i devet lopatica.

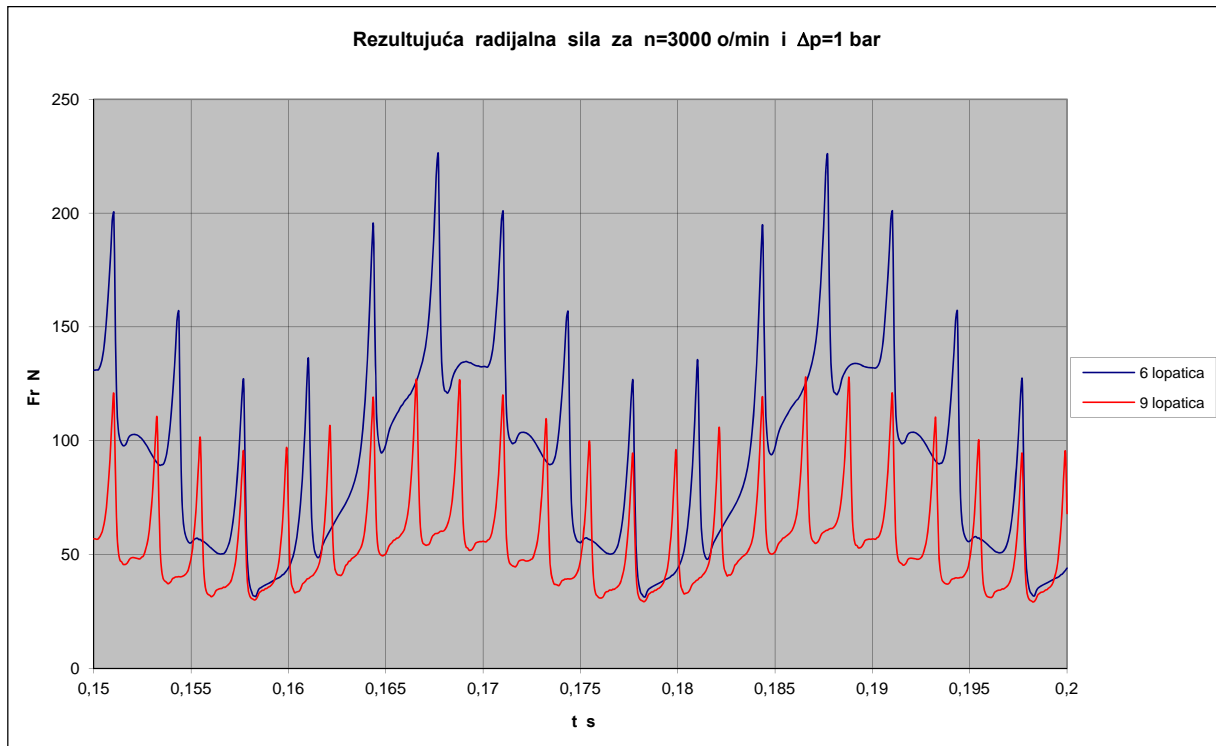
Prikazani rezultati pokazuju da je situacija s aspekta oscilovanja protoka, momenta i rezultujuće radijalne sile, u svim slučajevima pogodnija kod modela s devet lopatica, nego kod modela sa šest lopatica istog oblika.



Sl. 11.43 Krive promjene protoka Q u funkciji vremena, kod ravninskih modela sa šest i devet lopatica



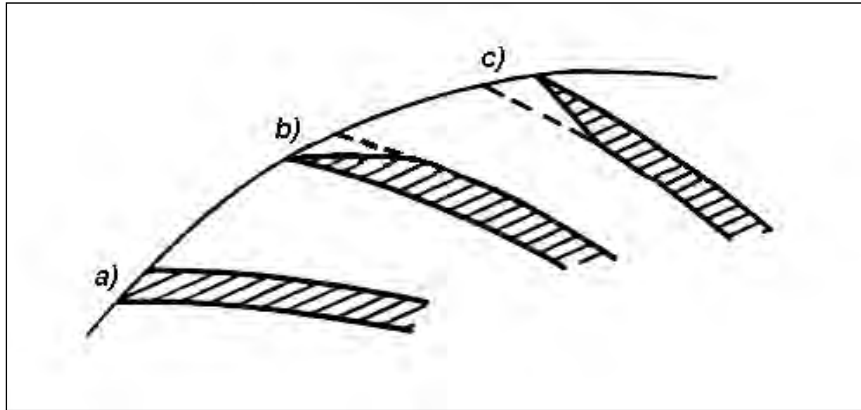
Sl. 11.44 Krive promjene momenta M_z u funkciji vremena, kod ravninskih modela sa šest i devet lopatica



Sl. 11.45 Krive promjene rezultujuće radijalne sile, za modele sa šest i devet lopatica

11.1.7 Analiza uticaja oblika izlaznog kraja lopatica

Prema [10] izlazni krajevi lopatica mogu biti različitog oblika, kako je to pokazano na slici 11.46.



Sl. 11.46 Oblici izlaznih krajeva lopatica

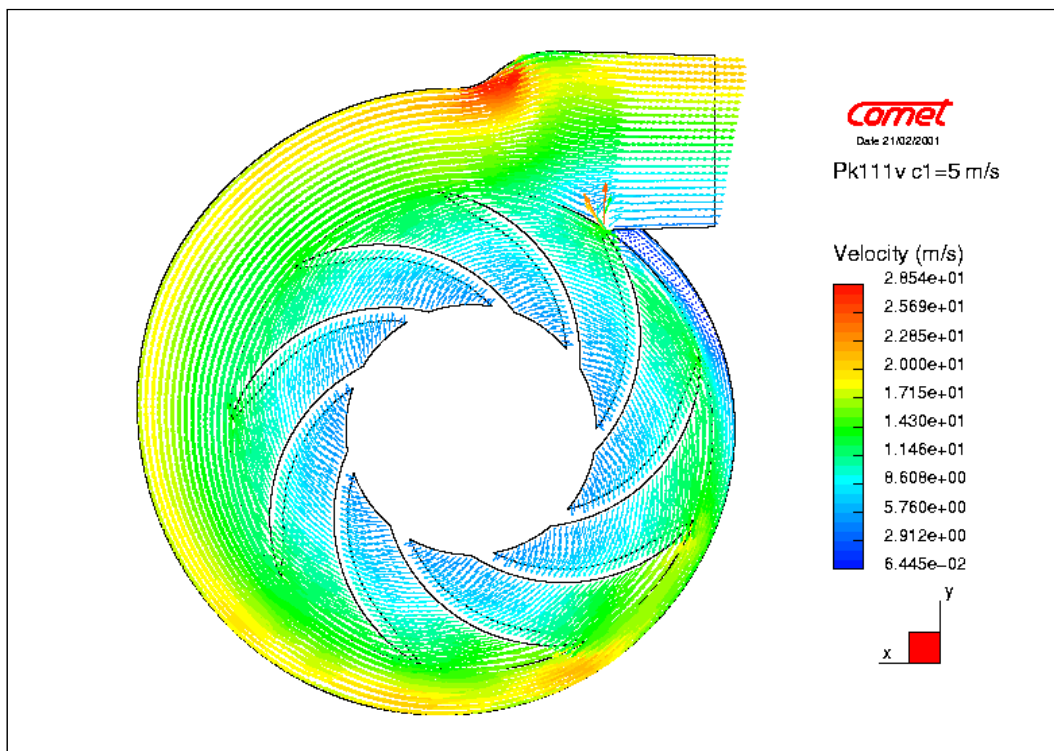
- a) lopatica s određenom debljinom na izlaznom prečniku kola,
- b) lučno zaobljenje na grudnoj strani lopatice,
- c) zakošenje na leđnoj strani lopatice

Kod ravninskih modela prikazanih u prethodnim poglavljima, lopatice su na izlaznoj strani imale oblik kao kod slučaja a) na slici 11.46. Zbog malog izlaznog ugla lopatica ($\beta_2 = 15^\circ$), oblik b) nije moguće primijeniti kod modela s geometrijom lopatice koja odgovara geometriji radnog kola izabrane automobilske turbopumpe.

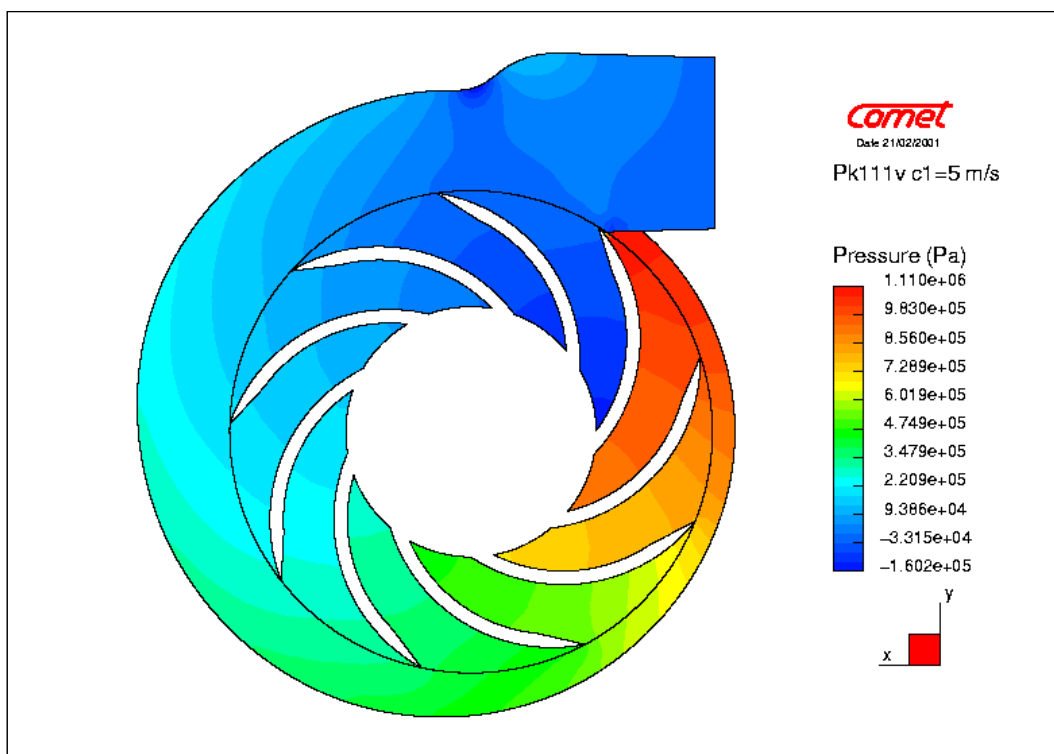
Na slici 11.47 i 11.48 prikazani su rasporedi brzine i pritiska za model kod koga su lopatice na izlaznom kraju zakošene s njihove leđne strane, prema slici 11.46c). Prikazani su rezultati samo za slučaj kod koga su, za primijenjeni drugi tip graničnih uvjeta, na graničnim površinama ulaza u međulopatične kanale modela zadane apsolutne brzine u iznosu od $c_1 = 5$ m/s (treći slučaj kod drugog tipa graničnih uvjeta, prema tabeli 11.1). Na izlazu iz spirale specificiran je pritisak $p = 0$ bar. Proračun je proveden primjenom egzaktnog postupka proračuna, s rotacijom fiktivnog radnog kola, pri brzini rotacije od $n = 3000$ o/min.

Rezultati dobiveni za model sa zakošenim lopaticama upoređeni su s rezultatima modela kreiranog na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe (slika 11.30). Krive promjene protoka su kod oba modela gotovo identične, pa nisu posebno prikazivane.

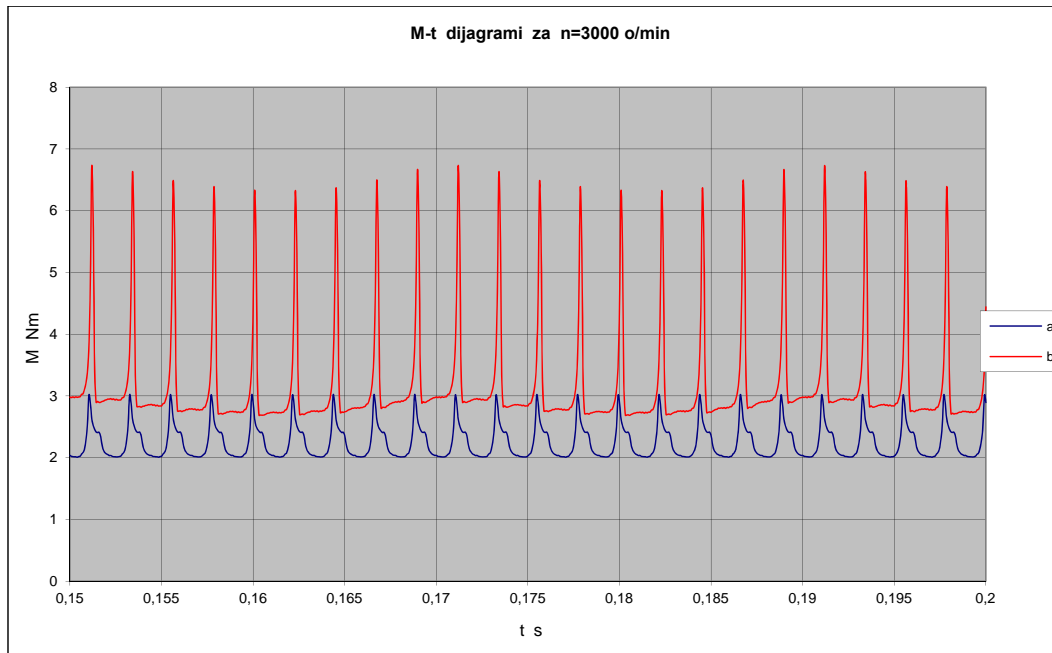
Na slici 11.49 date su krive promjene momenta M_z na radnom kolu, a na slici 11.50 krive promjene rezultujuće radijalne sile F_r , za modele: s lopaticama na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe i s lopaticama zakošenim na leđnoj strani njihovih izlaznih krajeva. Prikazani dijagrami pokazuju da su performanse radnog kola s lopaticama kreiranim na bazi geometrije izabrane turbopumpe bolje u odnosu na kolo s lopaticama zakošenim na njihovom izlaznom kraju.



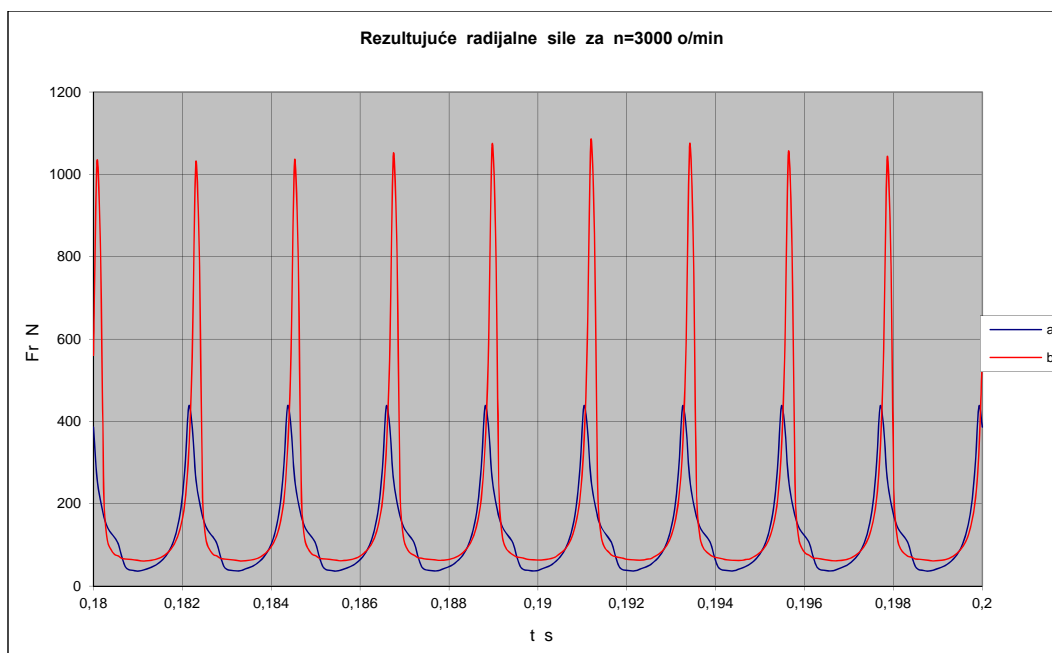
Sl. 11.47 Raspored brzine u modelu s lopaticama zakošenim na njihovom izlaznom kraju, kod proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola, s drugim tipom graničnih uvjeta (apsolutna brzina na ulazu $c_1 = 5$ m/s i pritisak na izlazu $p = 0$ bar)



Sl. 11.48 Raspored pritiska u modelu sa slike 11.47



Sl. 11.49 Krive promjene momenta M_z u funkciji vremena, za ravninske modele s lopaticama:
 a) na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe,
 b) zakošenim na izlaznom kraju, prema slici 11.46c)



Sl. 11.50 Krive promjene rezultujuće radijalne sile F_r u funkciji vremena, za ravninske modele s lopaticama:
 a) na bazi geometrije izabrane automobilske turbopumpe,
 b) zakošenim na izlaznom kraju, prema slici 11.46c)

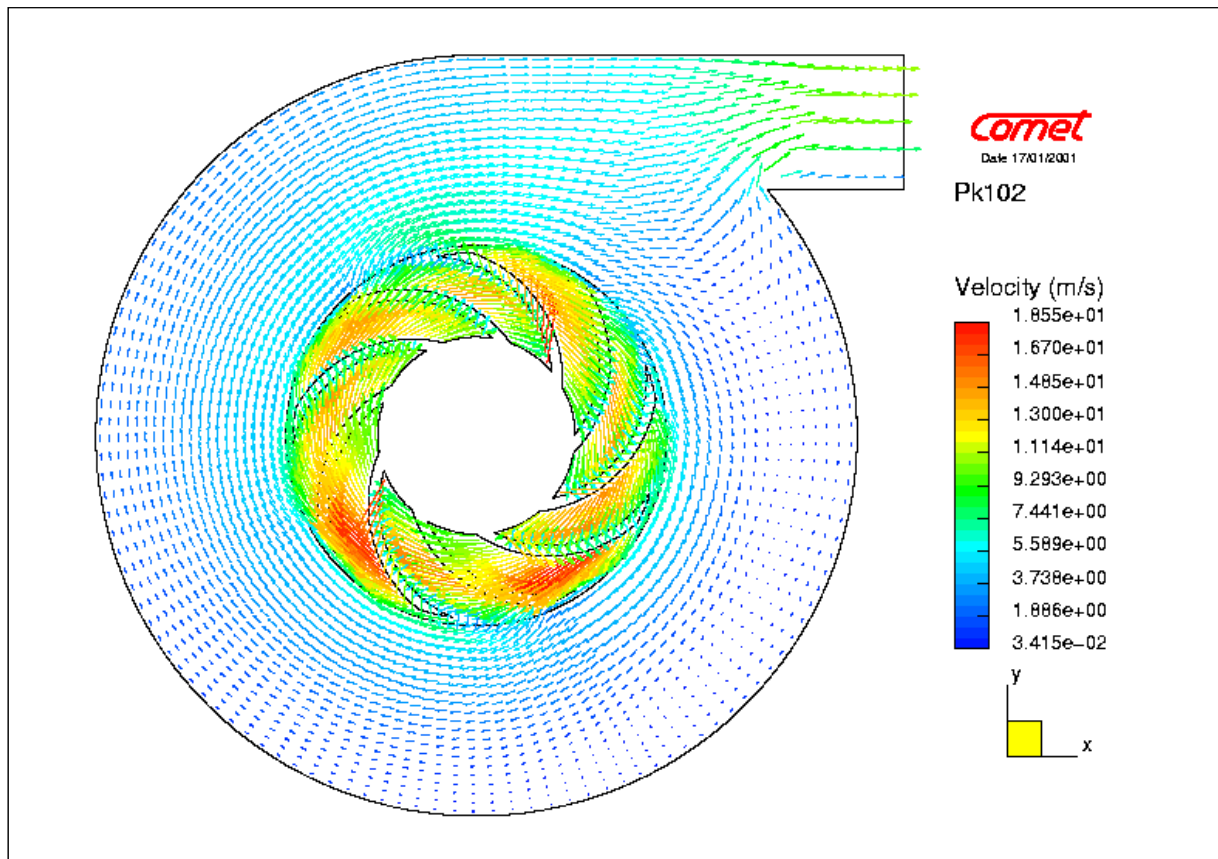
11.1.8 Provjera mogućnosti zamjene spirale cilindrom

Iako se bilo svjesno uloge i važnosti spirale u konfiguraciji jedne pumpe, pa tako i analiziranih ravninskih modela, željelo se vidjeti da li je u fazi realizacije ravninskih CFD analiza moguće dobiti zadovoljavajuće rezultate ako se spirala zamijeni cilindrom. Osnovni razlog za ovaj zahvat bio je pokušaj da se postupak pojednostavi.

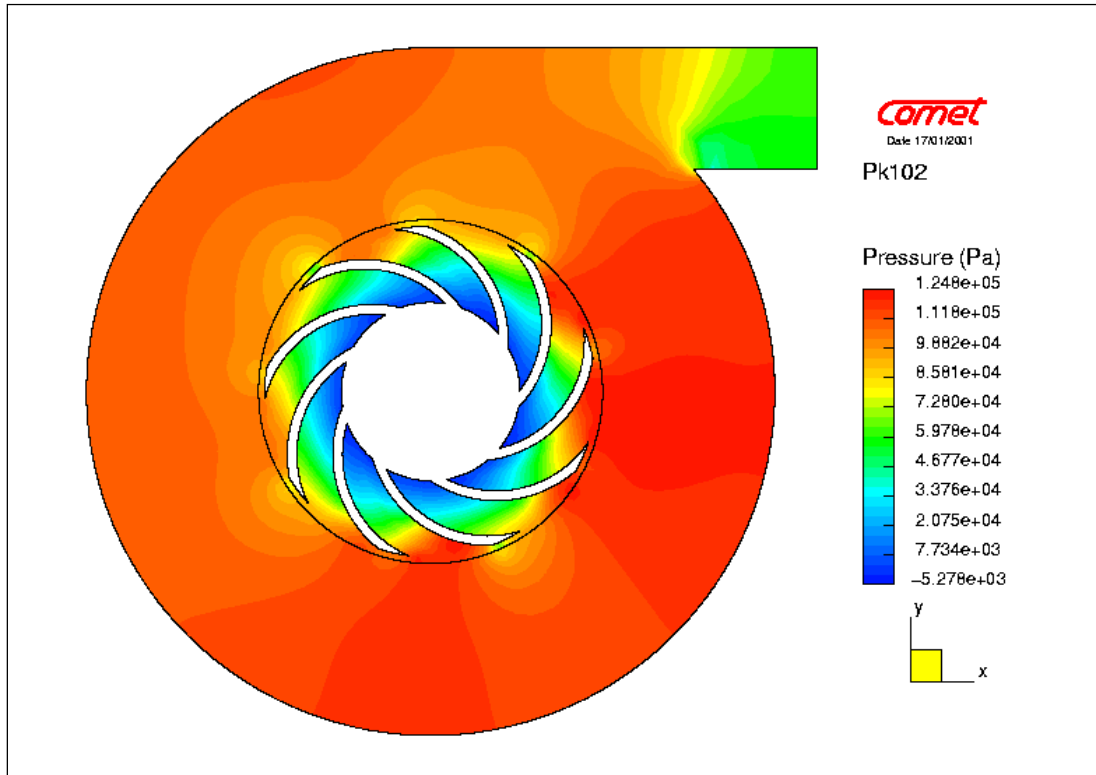
Uzeto je da je vanjski radijus cilindra kreiranog ravninskog modela jednak dvostrukom izlaznom radijusu radnog kola (slika 11.51). Oblik lopatica i međulopatičnih kanala isti su kao kod radnog kola izabrane automobilske turbopumpe.

Proračun je realizovan primjenom egzaktnog postupka proračuna, s rotiranjem fiktivnog radnog kola, pri brzini rotacije od $n = 3000$ o/min. Primijenjen je prvi tip graničnih uvjeta, s pritiskom $p = 0$ bar na ulazima devet međulopatičnih kanala i $p = 0,6$ bar na izlazu modela.

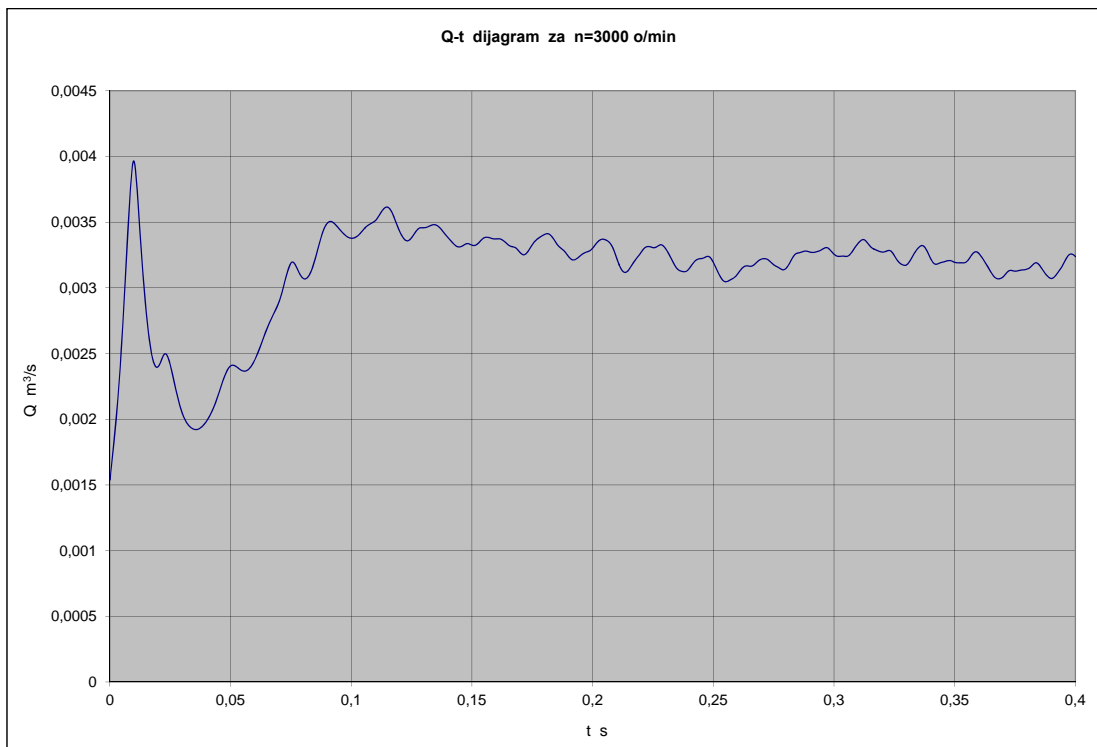
Na slici 11.51 prikazan je raspored brzine, a na slici 11.52 raspored pritiska u pomenutom modelu s cilindrom. Kriva promjene protoka Q tokom vremena, prikazana je na slici 11.53, dok je kriva promjene momenta M_z na lopaticama fiktivnog radnog kola data na slici 11.54.

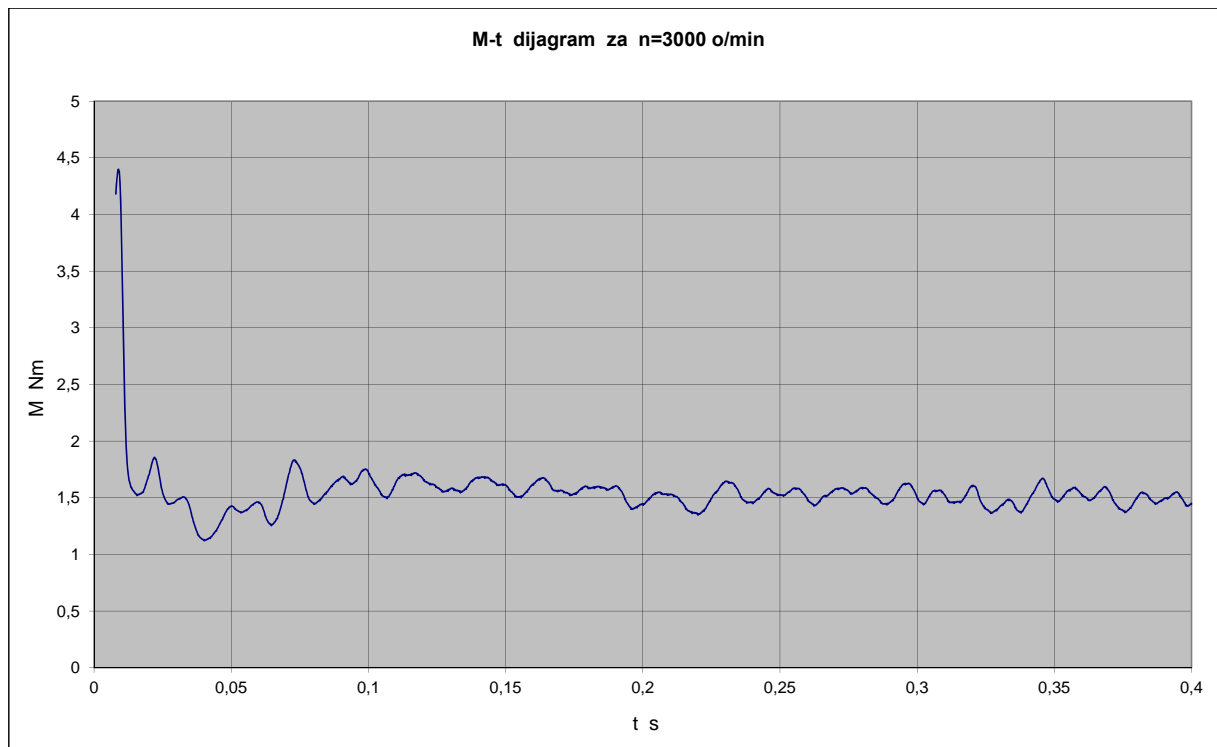


Sl. 11.51 Raspored brzine u ravninskom modelu s cilindrom umjesto spirale, kod proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola, s prvim tipom graničnih uvjeta ($p = 0$ bar na ulazima međulopatičnih kanala i $p = 0.6$ bar na izlazu modela)



Sl. 11.52 Raspored pritiska u ravninskom modelu sa slike 11.51

Sl. 11.53 Kriva promjene protoka Q u funkciji vremena, kod ravninskog modela s cilindrom umjesto spirale



Sl. 11.54 Kriva promjene momenta M_z u funkciji vremena, kod ravninskog modela s cilindrom umjesto spirale

Na osnovu prikazanih rezultata može se zaključiti da uvođenje cilindra umjesto spirale nije dalo dobre rezultate. Iako vrijednosti i protoka i momenta na radnom kolu variraju približno oko neke srednje vrijednosti, ipak su njihove promjene stohastičke, tako da se ni nakon dvadeset obrtaja radnog kola ne dobije neka ustaljena promjena ovih veličina, kako je to redovna pojava kod modela sa spiralom. Zbog toga spirali treba dati prednost, čak i u situacijama kada se nema proračun spirale, jer se u ovoj fazi dizajna može koristiti i spirala s proizvoljno definisanom vanjskom konturom.

Ideja o zamjeni spirale cilindrom realizovana je nešto kasnije u okviru softvera SolidWorks Flow Simulation, a rezultati primjene ovog metoda i pomenutog softvera kod računarskih simulacija rada rotora centrifugalnih turbopumpi prikazani su u odjeljku 11.7.

11.1.9 Ocjena stepena upotrebljivosti ravninskih analiza u postupku dizajna automobilskih turbopumpi

Rezultati prezentovani u ovom odjeljku pokazuju da se ravninske CFD analize mogu uspješno koristiti za analizu strujanja u radijalnim radnim kolima s različitim oblicima lopatica koje nisu prostorno zakrivljene, a s ciljem kvalitetnog izbora:

1. oblika i broja lopatica, te
2. najpovoljnijih ulaznih i izlaznih uglova lopatica radnog kola.

Osim toga, pokazalo se da se provedbom ravninskih analiza mogu sa zadovoljavajućom tačnošću odrediti oblici radnih krivih projektovane pumpe.

Može se konstatovati da rezultati ravninskih analiza pružaju osnovu koja omogućava da se s više izvjesnosti u očekivanju finalnih rezultata može preći na naredne etape dizajna radijalnih turbopumpi, s radnim kolima kod kojih lopaticice nisu prostorno zakrivljene. Ova faza dizajna bi trebala smanjiti i obim potrebnih prostornih analiza.

Ovdje se ukazalo i na problem u vezi s nesrazmjerom između masâ fluida koji pripadaju radnom kolu i spirali, do koje dolazi kod "isijecanja" ravninskog modela izabrane širine iz modela vode cijele pumpe. Pokazalo se da proširenje spirale, koje se dobije aproksimativnom primjenom konvencionalnih postupaka proračuna za ovaj dio turbopumpe, s konstantnom širinom jednakom širini ravninskog modela, ne pruža nikakve prednosti u odnosu na modele sa spiralom nastalom pomenutim "isijecanjem" ravninskog modela iz modela analizirane pumpe. Pored ovoga, može se preporučiti i da se, u fazi kada još nisu realizovani proračuni i dizajn spirale pumpe, za ravninske modele kreira spirala s geometrijom vanjske konture približnom onoj kakvu će imati konačno rješenje dizajnirane turbopumpe.

Dobiveni rezultati pokazali su da se ravninske analize mogu provoditi i bez spirale, ali pod pretpostavkom istih graničnih uvjeta na izlazima iz međulopatičnih kanala. Uz ovo ograničenje, ravninski modeli bez spirale pružaju dobru osnovu za variranje svih relevantnih parametara u vezi s oblikom i položajem lopatica radnog kola.

Pokušaj pojednostavljenja postupka analizâ ravninskih modela, uvođenjem cilindra umjesto spirale, nije dao zadovoljavajuće rezultate.

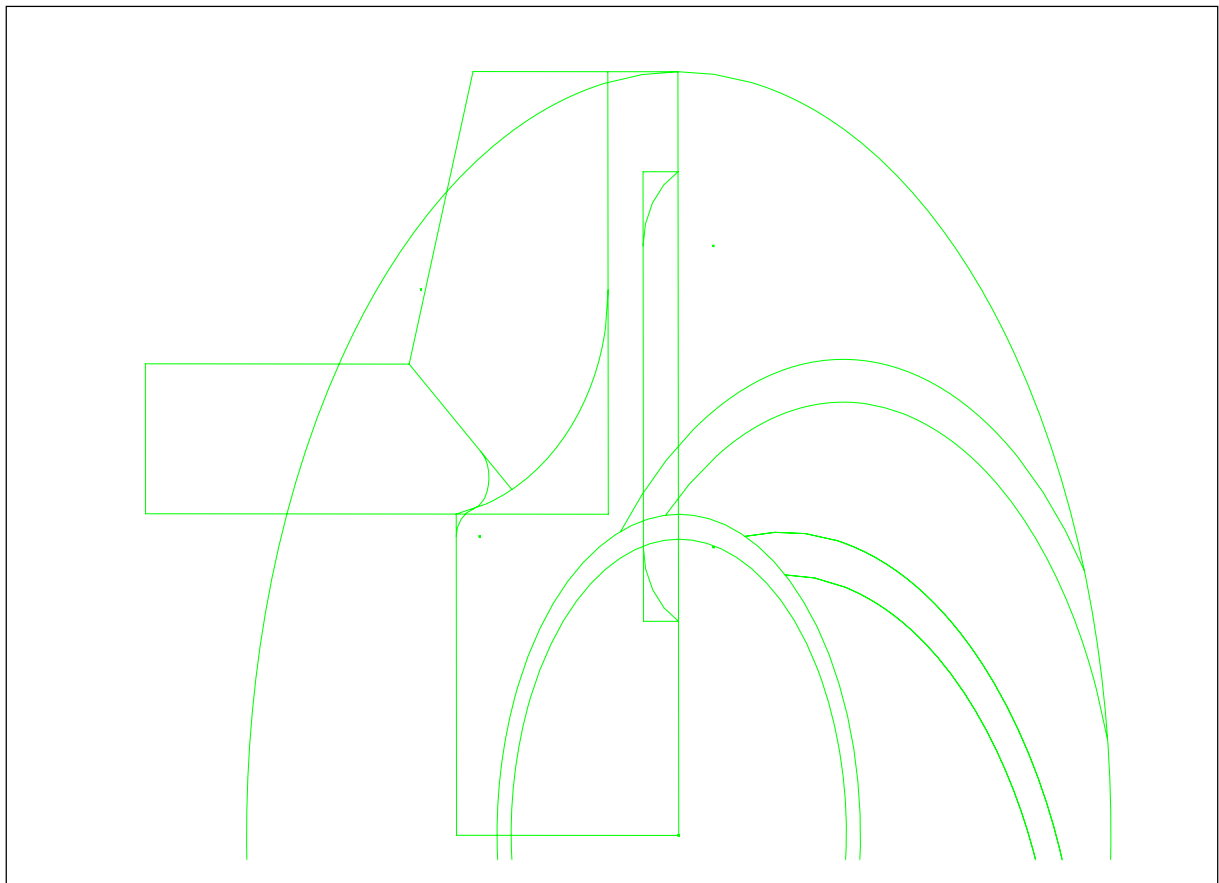
Na kraju treba istaći da ne postoji mogućnost da se rezultati ravninskih i prostornih analiza direktno povežu u smislu kvantitativne srazmjere između radnih parametara kao što su: protok, napor, ili momenat na lopaticama radnog kola. Jedini, ali posebno važni pokazatelji radnih karakteristika odgovarajućih ravninskih i prostornih modela, jesu $Q-\Delta p$ krive, koje se dobiju s visokim stepenom sličnosti oblika, u poređenju s odgovarajućim krivim stvarnih turbopumpi.

11.2 Oblikovanje sprovodnog međulopatičnog kanala i ulaza u radno kolo

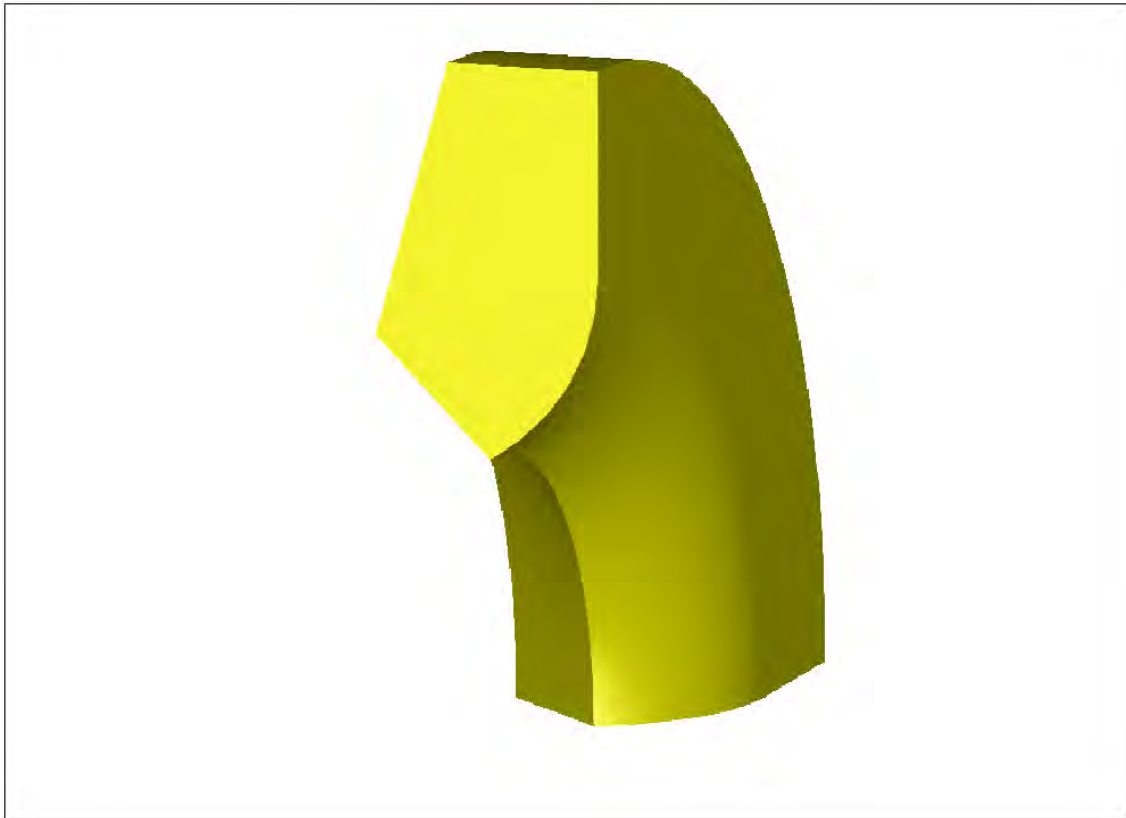
11.2.1 3D model sprovodnog međulopatičnog kanala

Nakon izbora oblika i broja lopatica, te definisanja meridijalnog presjeka radnog kola, primjenom postupaka datih u trećem poglavlju i numeričkih ravninskih analiza, dobije se dovoljno geometrijskih parametara za oblikovanje modela sprovodnog međulopatičnog kanala radnog kola u 3D modeleru.

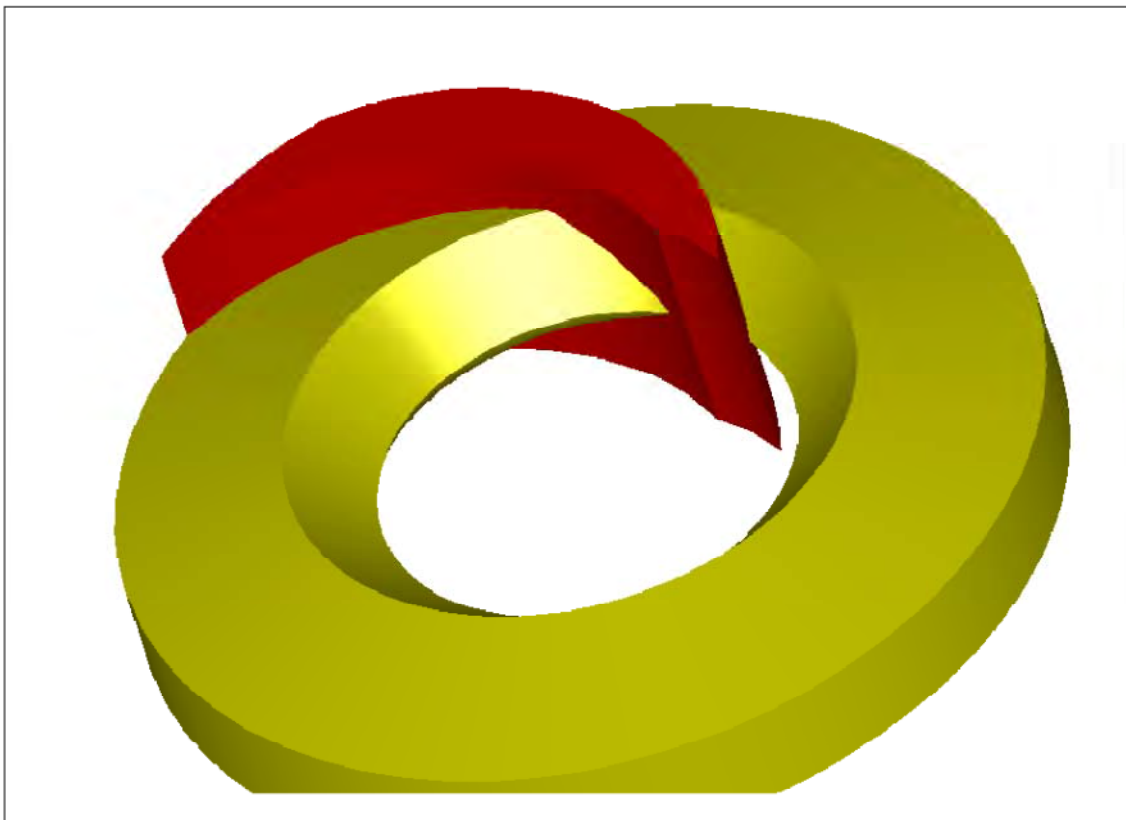
Na slici 11.55 dat je prikaz osnovnih geometrijskih elemenata radijalnog radnog kola s cilindričnim kružno-lučnim lopaticama u meridijalnom i ortogonalnom presjeku, koji predstavlja osnovu za modeliranje međulopatičnog kanala. Rotacijom meridijalnog presjeka radnog kola oko ose obrtanja, dobije se prsten prema slici 11.56. Ekstrudiranjem konture kojoj osnovu čine grudna linija jedne i leđna linija susjedne lopaticice, dobiva se drugi fičer prema slici 11.57. Izdvajanjem presjeka prethodno dobivena dva modela, dobije se model sprovodnog međulopatičnog kanala, prema slici 11.58.



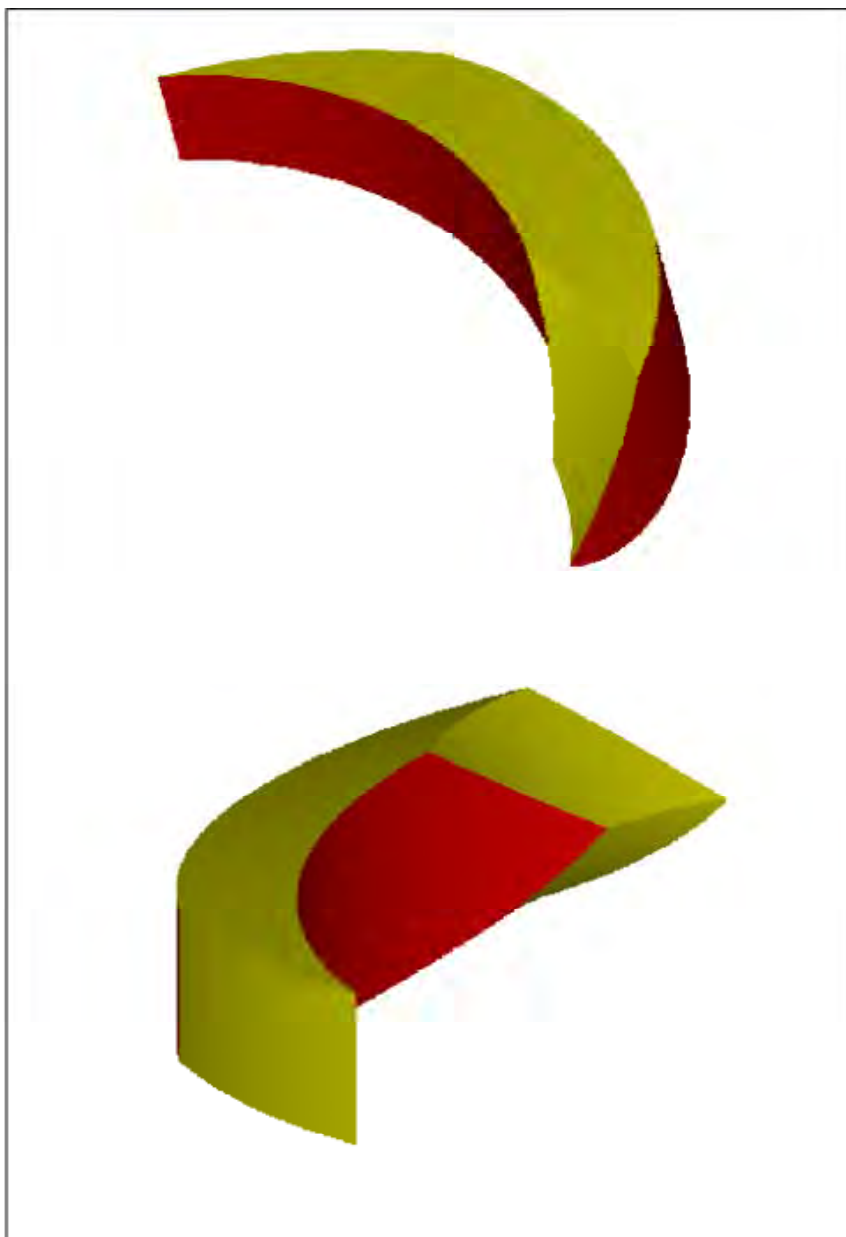
Sl. 11.55 Osnovni geometrijski elementi radijalnog radnog kola s cilindričnim kružno-lučnim lopaticama, u meridijalnom i ortogonalnom presjeku



Sl. 11.56 Dio 3D modela prstena dobivenog rotacijom meridijalnog presjeka radnog kola



Sl. 11.57 Jedna od faza u postupku izdvajanja 3D modela sprovodnog međulopatičnog kanala



Sl. 11.58 3D model sprovodnog međulopatičnog kanala radnog kola izabrane automobilske turbopumpe

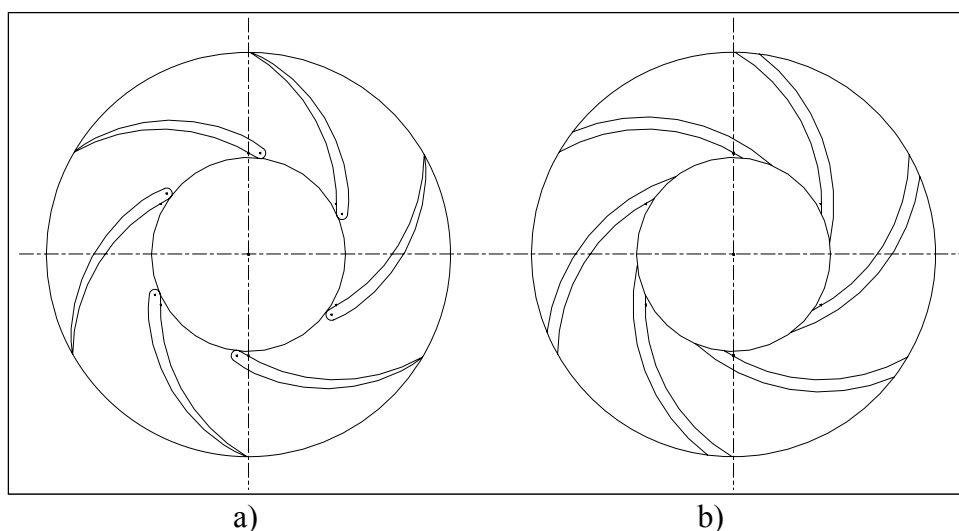
11.2.2 3D model ulaza u radno kolo

Na bazi geometrije meridijalnog presjeka radnog kola (slika 11.55), rotacijom konturne linije meridijalnog presjeka ulaza u kolo, kreira se 3D model ovog dijela analiziranog domena. Oblikovanjem ovog dijela, modelira se i njegova posebno važna vanjska osnosimetrična površina, koja kod otvorenih radnih kola predstavlja površinu kućišta pumpe, a kod zatvorenih kola dio unutarnje površine prednjeg vijenca kola.

Kod realizacije prostornih analiza uvijek su rađene prvo analize u kojima je primijenjen egzaktan postupak proračuna, s rotiranjem radnog kola, a koje bi trebale realnije da odražavaju stvarno stanje. Potom su za iste slučajeve rađene i analize primjenom približnog postupka proračuna (MRF postupak), kod kojih se problem rješava u dva različita koordinatna sistema, pri čemu prvi od njih rotira brzinom radnog kola, a drugi miruje, vezan za kod ovakvih analiza takođe mirujuće radno kolo. Da bi se kod drugog pristupa dobili rezultati sa zadovoljavajućom tačnošću, tok mora biti osnosimetričan na granici između dva subdomena, onog koji u stvarnosti rotira i onog koji je fiksiran.

Za prvi tip analizâ potrebno je ostvariti klizne interfejsse između vode u ulazu u radno kolo i u spirali, i vode u međulopatičnim kanalima, koja rotira zajedno s fiktivnim radnim kolom. Ovdje su prisutni i određeni problemi, odnosno ograničenja.

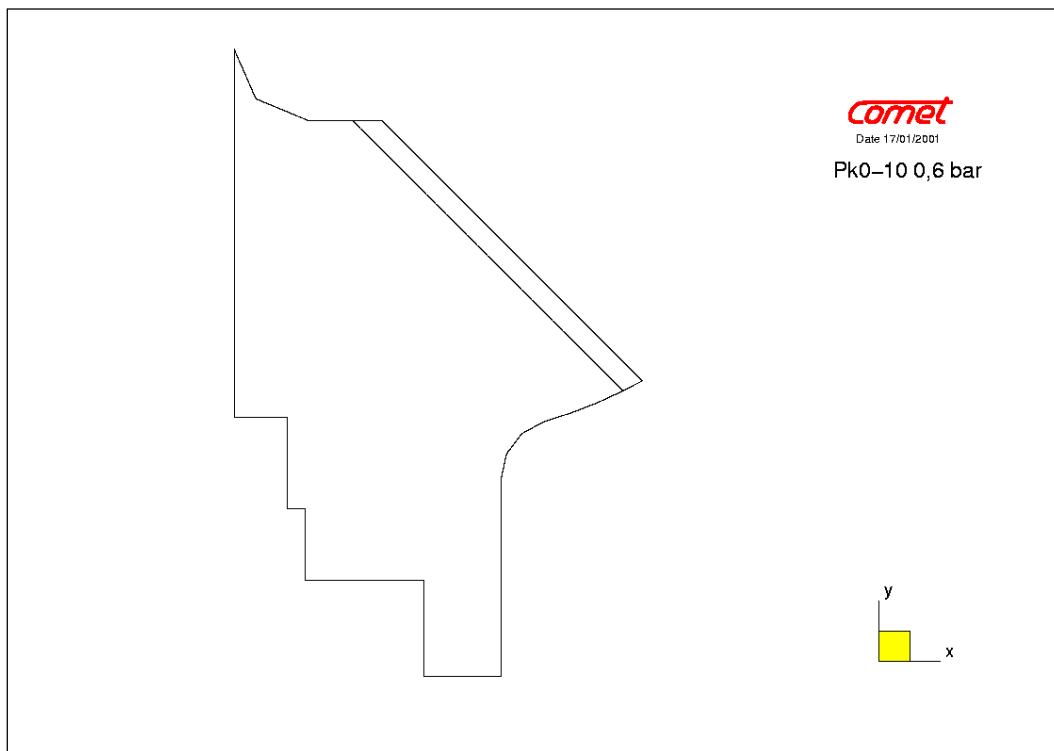
Kod prvog problema radi se o tome da dodirne površine koje tvore klizni interfejs (ravne, cilindrične, ili konične) moraju biti iste, odnosno moraju se poklapati i nisu dozvoljene praznine ni na jednoj od njih. Kraće kazano, jedan region ne može formirati klizni interfejs s dva ili više regiona [3]. Kod radnih kola turbomašina, kod kojih su krajevi lopatica zaobljeni, ili se završavaju oštro u jednoj tački, na ulaznom i izlaznom kraju radnog kola, kako je to pokazano na slici 11.59a) za radno kolo turbopumpe, ovaj zahtjev je ispunjen. Međutim, kod radnih kola kod kojih imamo određenu širinu lopaticâ na ulaznom i izlaznom prečniku kola (slika 11.59b)), imamo prekide na jednoj od površina koje tvore klizni interfejs. Ovakvo je upravo i radno kolo analizirane automobilske turbopumpe (slika 10.4).



Sl. 11.59 Radna kola turbopumpe

- a) sa zaobljenim i oštrim krajevima lopatica i
- b) s određenom širinom lopatica na ulaznom i izlaznom prečniku kola

Za u trodimenzionalne numeričke analize s rotiranjem radnog kola, ovaj problem je prevaziđen tako da je na 3D modelu vode ulaza u radno kolo, neposredno uz površinu ulaza vode u međulopatične kanale (konična površina koja prolazi kroz ulazne ivice lopatica, kako to pokazuje meridijalni presjek na slici 11.60), isječen jedan konični podvolumen – prsten širine 1 mm, koji će rotirati zajedno s elementima koji stvarno rotiraju, dok će njegova unutrašnja konična površina tvoriti klizni interfejs sa susjednom površinom preostalog dijela vode ulaza u radno kolo.



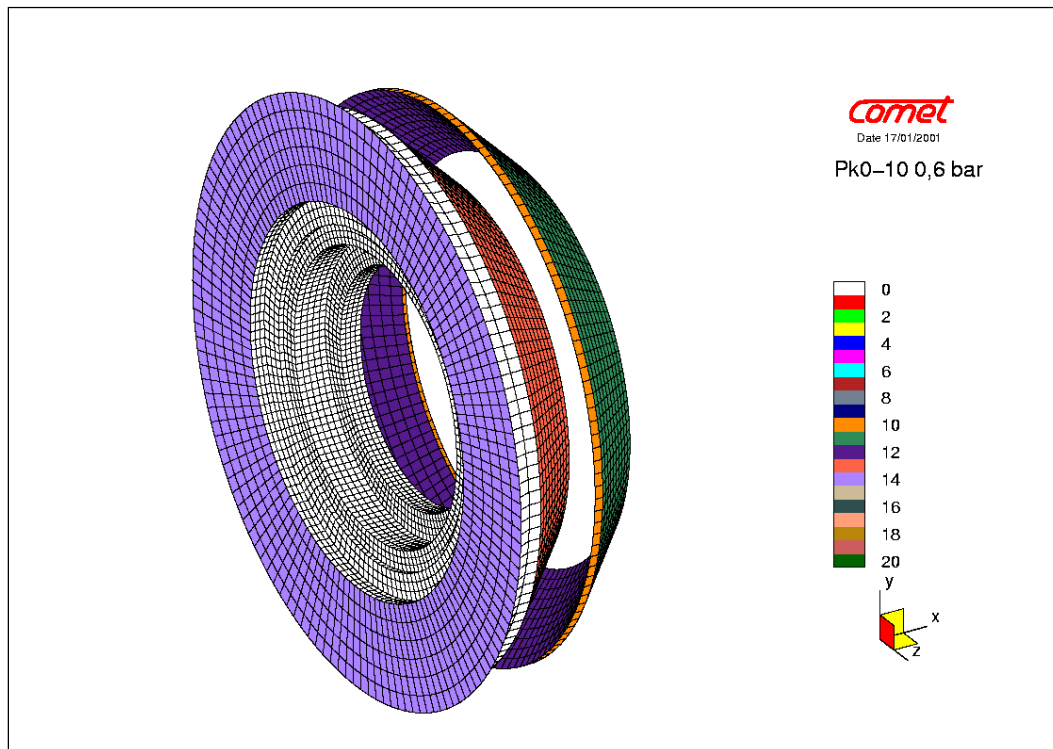
Sl. 11.60 Formiranje koničnog prstena na modelu ulaza u radno kolo, u svrhu obezbjeđenja kliznog interfejsa

Kod generiranja mreža, posebno su (u dva fajla) kreirane dvije odvojene mreže za dva podvolumena ulaza u radno kolo (slika 11.61). Pri tome se vodilo računa da dimenzije ćelija na površinama kliznog interfejsa budu približno istih dimenzija. Napominje se da su dva podvolumena u prikazu na slici 11.61 razdvojena samo zbog jasnijeg prikaza.

Na način sličan prethodno opisanom, obezbijeđen je i klizni interfejs između međulopatičnih kanala i spirale, za analize cijelog toka kroz turbopumpu, čiji rezultati su prikazani u nastavku.

Kod drugog tipa analizâ ne postoje klizni interfejsi i nema potrebe za uvođenjem prelaznih prstenova. Time se stvar pojednostavljuje i model ulaza u radno kolo se u ovom slučaju ne mora dijeliti na dva podvolumena, kako je to prethodno opisano za prvi tip proračuna.

Drugi problem-ograničenje se odnosi na to da slučajevi s kliznim interfejsom [3] mogu imati samo jednu domenu i jednu subdomenu. Ovaj problem i njegove posljedice biće detaljnije objašnjeni u zadnjem odjeljku ovog poglavlja, u kome se govori o naponima i deformacijama u radnim elementima turbopumpi, odnosno o interakciji fluida i čvrstih dijelova pumpe, zbog čega se pored prvog domena (fluid) pojavljuje i drugi, koji predstavlja pomenute radne elemente.



Sl. 11.61 Mreže dva podvolumena ulaza u radno kolo (prema slici 11.60)

11.3 Trodimenzionalne CFD analize i izbor sprovodnog međulopatičnog kanala

Za ovu fazu dizajna turbopumpi, cilj je postaviti upotrebljiv metod analize strujanja u međulopatičnim kanalima radnog kola, ali s modelima bez spirale. Razlog izostavljanja spirale je što dizajn radnog kola, pa ni njegov spoljni prečnik još nisu definitivno određeni, i što bi promjena ovog prečnika, ili širine kola na izlazu, iziskivalo kreiranje nove spirale. Osim toga, bolje je u ovoj fazi posmatrati međulopatične kanale izdvojeno od uticaja toka u drugim elementima pumpe, prvenstveno u spirali, i na taj način imati potpuno jasnu sliku o njihovim karakteristikama. Uvođenje spirale, koje bi u ovoj fazi eventualno imalo smisla samo ako se posjeduje program za automatsko generiranje mreže spirale približnog oblika i s pravouglim presjecima okomitim na njenu izvodnu kružnicu, u svakom slučaju iziskuje produženje potrebnog računarskog vremena.

Modeli za trodimenzionalne CFD analize, čiji su rezultati prikazani u ovom odjeljku, formirani su od devet modela sprovodnog međulopatičnog kanala (u skladu s radnim kolom izabrane automobilske turbopumpe) i modela ulaza u radno kolo. Većina analiza provedena je za zatvoreno radno kolo, a posebno je naglašeno kada se radilo o proračunu s otvorenim radnim kolom, bez prednjeg diska.

Pomenuti modeli su se mogli i pojednostaviti, formiranjem jednog segmenta, koji bi se dobio isijecanjem dijelova iz u prethodnom odjeljku opisanih modela. Granice ovog segmenta išle bi sredinom dva susjedna međulopatična kanala s odgovarajućim isječkom iz modela ulaza u radno kolo (kružni isječak pod uglom od $360^\circ/z$, gdje je z broj lopatica). U ovom slučaju bi trebalo primijeniti ciklične granične uvjete na isijecanjem dobivenim graničnim površinama. Ovaj pristup omogućava značajno smanjenje potrebnog računarskog vremena. Međutim, u ovom slučaju se mreža međulopatičnog kanala mora formirati iz dva dijela, pa je pred dilemom da li se odlučiti za jednostavnije formiranje mreže za cijeli međulopatični kanal i njenim kopiranjem dobivanje polaznog modela, ili za kreiranje mreže za dvije susjedne polovine međulopatičnog kanala i uštedu u računarskom vremenu, ipak odabrana prva varijanta. Za ovu varijantu je formirana i mreža za cijeli prsten modela ulaza u radno kolo. Izabrani pristup ima opravdanje u slučaju da se za formirani model nema veći broj "propuštanja", pa se vrijeme utrošeno na realizaciju proračuna kompenzira uštedom u vremenu urošenom za formiranje mreže cijelog međulopatičnog kanala. Međutim, želi li se realizovati veći broj različitih proračuna (zbog, na primjer, kreiranja $Q-\Delta p$ krive modela), tada je svakako bolje ići na drugu varijantu, jer će se "gubitak" vremena utrošenog na generiranje dvije mreže za dvije polovine međulopatičnog kanala, svakako višestruko "naplatiti" kroz manji utrošak računarskog vremena.

Pritisak na izlazima iz međulopatičnih kanala nije isti, a nije ni konstantan na izlaznom luku (radijusa r_2) svakog pojedinog izlaza pomenutih kanala. Odstranjivanjem spirale, ostaje ipak jedina mogućnost da se za analize u ovoj fazi počne od pretpostavke da je pritisak isti i konstantan na izlazima iz međulopatičnih kanala. Ista situacija se imala i kod ravninskog modela, kod koga je analiza provedena bez spirale, a čiji rezultati su dati u odjeljku 11.1.3.

U prethodnom odjeljku već je navedeno (odjeljak 11.2.2, a u kontekstu kreiranja modela ulaza u radno kolo, u funkciji obezbjeđenja za rotiranje mreže potrebnog kliznog interfejsa), da su se za trodimenzionalne CFD analize i izbor sprovodnog međulopatičnog kanala koristila dva tipa analiza, s dva različita pristupa. Prvi, egzaktni, u kome rotor pumpe stvarno rotira, a kućište miruje, i drugi približan, u kome se problem rješava u dva različita koordinatna sistema, pri čemu jedan rotira brzinom radnog kola, a drugi miruje, vezan za kod ovakvih analiza takođe mirujuće radno kolo. Detaljnija obrazloženja za ova dva pristupa data su u odjeljku 5.

Zahtjev o osnoj simetričnosti toka, kod primjene drugog tipa analiza (približan postupak proračuna – MRF postupak), za modele koji se sastoje od ulaza u radno kolo i sprovodnih međulopatičnih kanala, kod kojih je usvojena pretpostavka da je pritisak isti i konstantan na izlazima iz ovih kanala, u potpunosti je zadovoljen.

Rezultat analizâ provedenih u ovoj fazi dizajna turbopumpi treba da budu modeli ulaza u radno kolo i sprovodnog međulopatičnog kanala, koji će obezbijediti da strujanje kroz radno kolo bude ustaljeno, bez vrtloga i povratnih strujanja.

11.3.1 Generiranje mreže sprovodnih međulopatičnih kanala

Zbog specifičnog oblika sprovodnih međulopatičnih kanala radnih kola turbopumpi, gotovo redovna pojava su teškoće u postupku generiranja mreža zadovoljavajuće kvalitete za ove kanale. Takav slučaj je i kod sprovodnih kanala radnog kola analizirane turbopumpe, čiji oblik je karakterističan po tome što je širina kanala gotovo konstantna duž linije u smjeru toka radnog fluida.

Generalno, kod generiranja mreža za CFD analize, dobra opcija je da to budu mreže od heksaedara, koji zadovoljavaju određene parametre kvaliteta njihovog oblika.

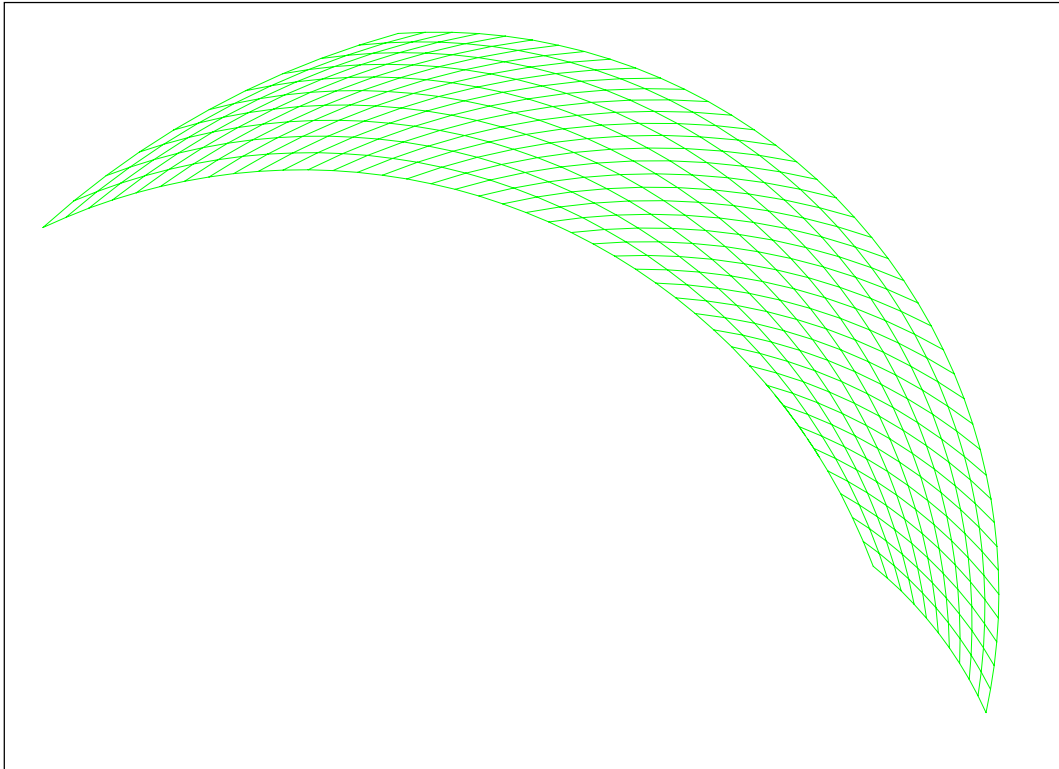
Pokuša li se kreirati mreža međulopatičnog kanala izabrane turbopumpe od heksaedara, na način da polazni domen za generiranje ove mreže bude model cijelog kanala, dobije se mreža prikazana na slici 11.62. Zbog špica na izlaznoj strani kanala, ćelije u ovom području bivaju previše deformirane i ovakva mreža se može koristiti, ali svojom kvalitetom ne može zadovoljiti postavljene kriterije.

Za ovakve međulopatične kanale, s konstantnom širinom, jedno od mogućih rješenja ovog problema prikazano je na slici 11.63. Model kanala podijeljen je najprije u dva dijela, i to tako da se sada za dio na ulaznoj strani kanala može kreirati mreža zadovoljavajuće kvalitete (slika 11.63 i 11.64). I u ovom slučaju postoje ograničenja u pogledu kvaliteta generirane hexa-mreže, ali su ista vezana isključivo za konturne oblike domena u kome se formira mreža, i ne mogu se izbjeći ukoliko želimo imati mrežu ovog tipa. Iz praktičnih razloga je preporučljivo da se mreža ovog prvog dijela snimi kao poseban fajl.

Kod preostalog dijela međulopatičnog kanala, s osnovom približno u obliku trougla, mora se izbjeći suženje ćelija, koje uslovljava špic na izlaznoj strani kanala. Ovo se može postići tako da se ovaj dio podijeli na dva ili više novih podsegmentata. U ovom slučaju dovoljna su bila dva podsegmenta. Za kvalitetno generiranje mreže u drugom od dva novoformirana podsegmenta, korištene su neke od mogućnosti programskog paketa Comet, koje dozvoljavaju:

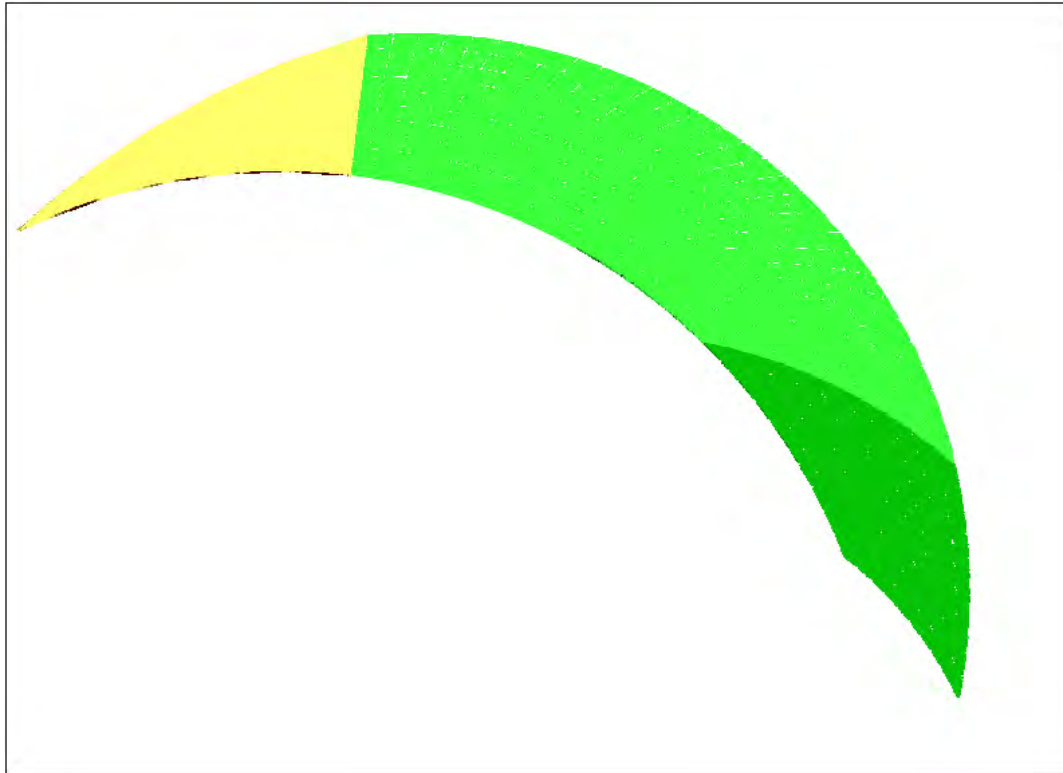
- kombinovanje različitih tipova ćelija, u ovom slučaju heksaedara i prizmi i
- primjenu različitih topologija mreža na dodirnim plohama susjednih segmentata, primjenom proizvoljnog interfejsa.

Za postupak kreiranja mreže u drugom podsegmentu, u kome su uvedene i prizme (slika 11.65), vezana je i jedna otežavajuća okolnost, a ta je da se ovaj dio u generatoru mreža mora kreirati manuelnim postupkom, što iziskuje prvo definisanje čvorova, a potom i pojedinačno definisanje svake ćelije ovog dijela mreže. Ovo se može izbjeći jedino tako da se mreža za ovaj dio kreira automatski od tetraedara, zadane veličine i parametara kvaliteta ćelija, koji treba da isključe mogućnost dobivanja previše "deformiranih" ćelija ovog tipa. Kod nekih od realizovanih proračuna uspješno se koristilo i ovom opcijom.

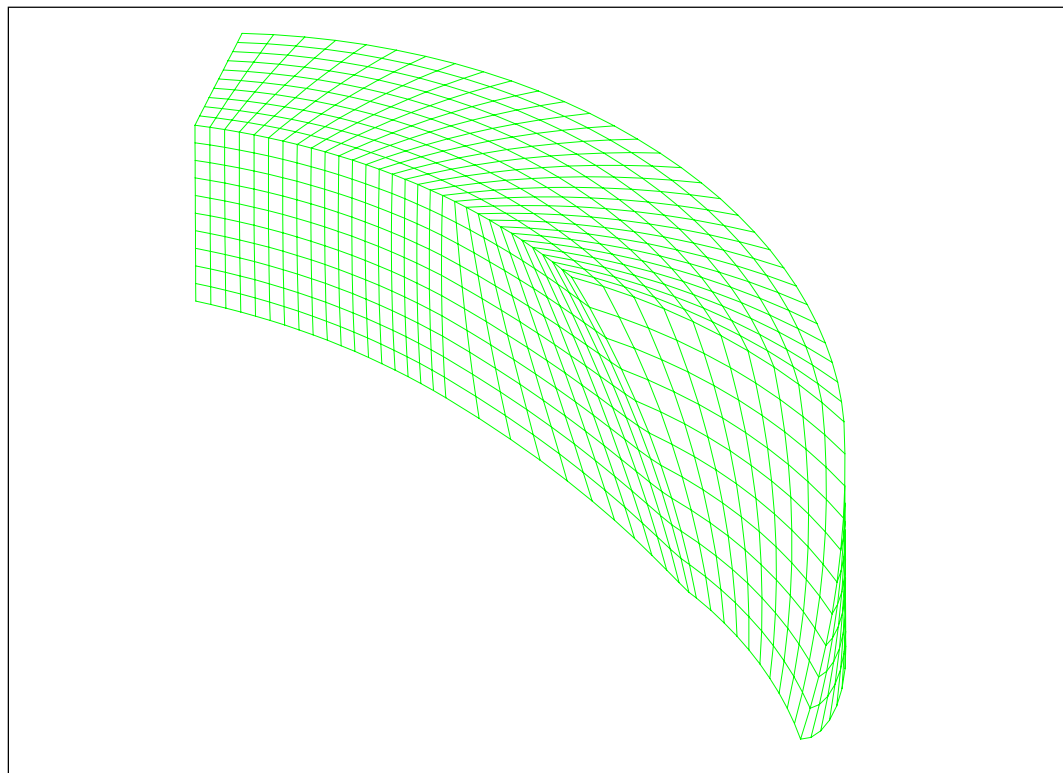


Sl. 11.62 Rezultati poluautomatskog postupka generiranja mreže od heksaedara za cijeli model međulopatičnog kanala

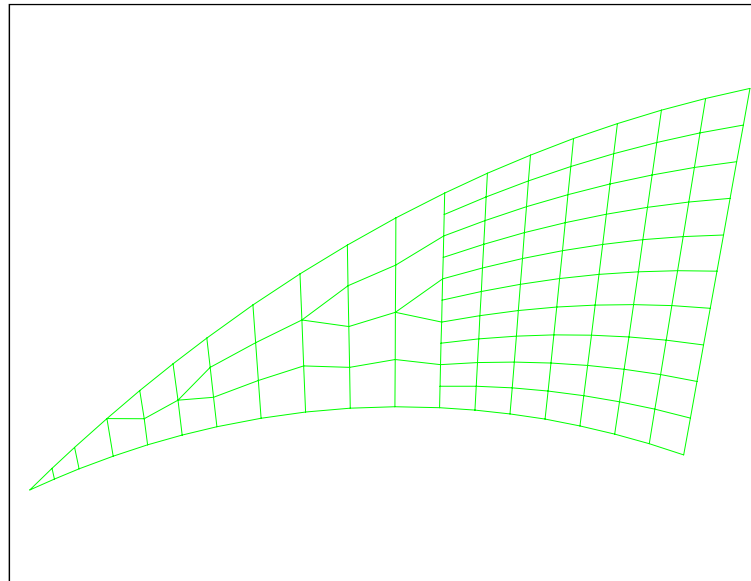
Primjenom opisanog postupka došlo se do mreže sprovednih međulopatičnih kanala, prikazane na slici 11.66, kod koje na svakom kanalu imamo po jedan proizvoljni interfejs, na mjestima gdje se susreću segmenti s različitim topologijama mreže na njihovim dodirnim površinama.



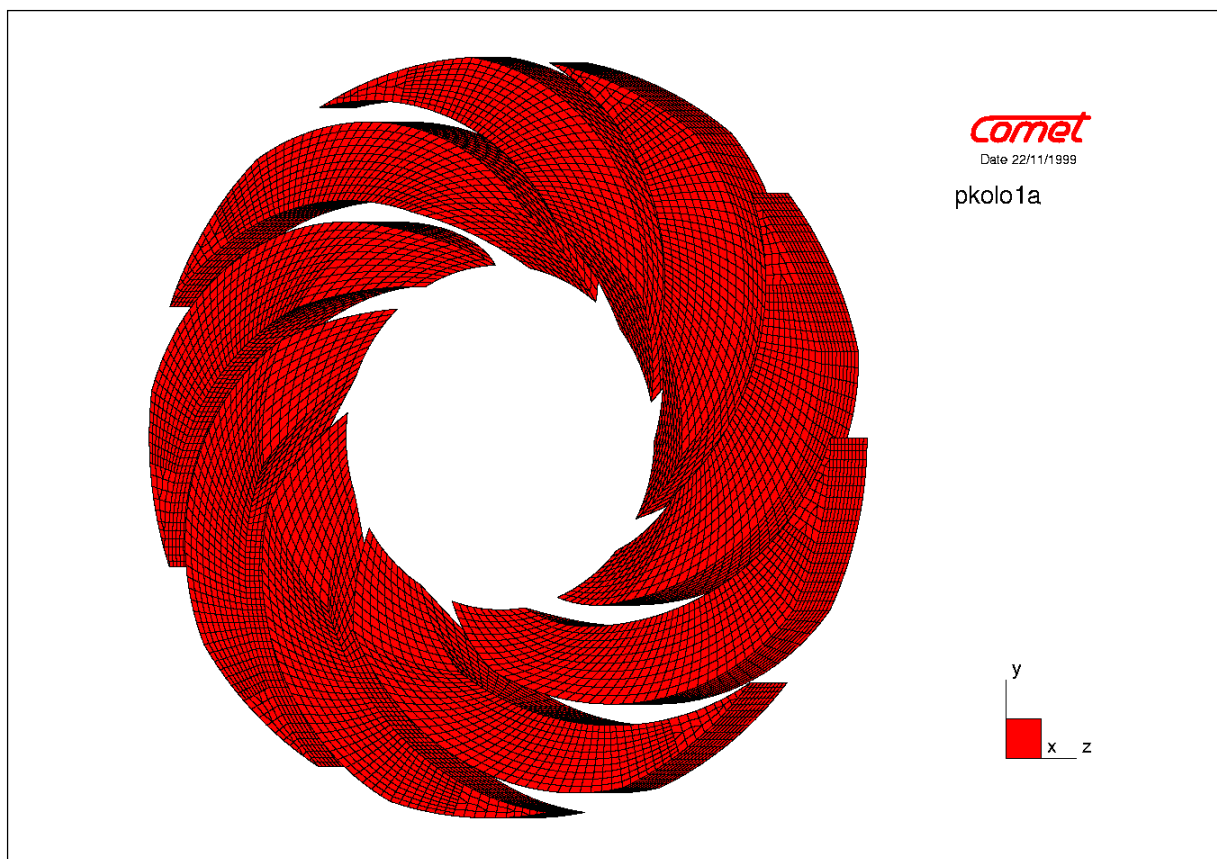
Sl. 11.63 Poboljšanje kvaliteta mreže podjelom međulopatičnog kanala na dva dijela



Sl. 11.64 Mreža od heksaedara prvog dijela međulopatičnog kanala, dobivena poluautomatskim postupkom generiranja



Sl. 11.65 Mreža izlaznog dijela međulopatičnog kanala, kreirana manuelno u lijevom podsegmentu, s kombinacijom dva različita tipa ćelija i s različitom topologijom na dodirnim površinama dva podsegmenta



Sl. 11.66 Kompletna mreža svih međulopatičnih kanala, unešena u programski paket Comet

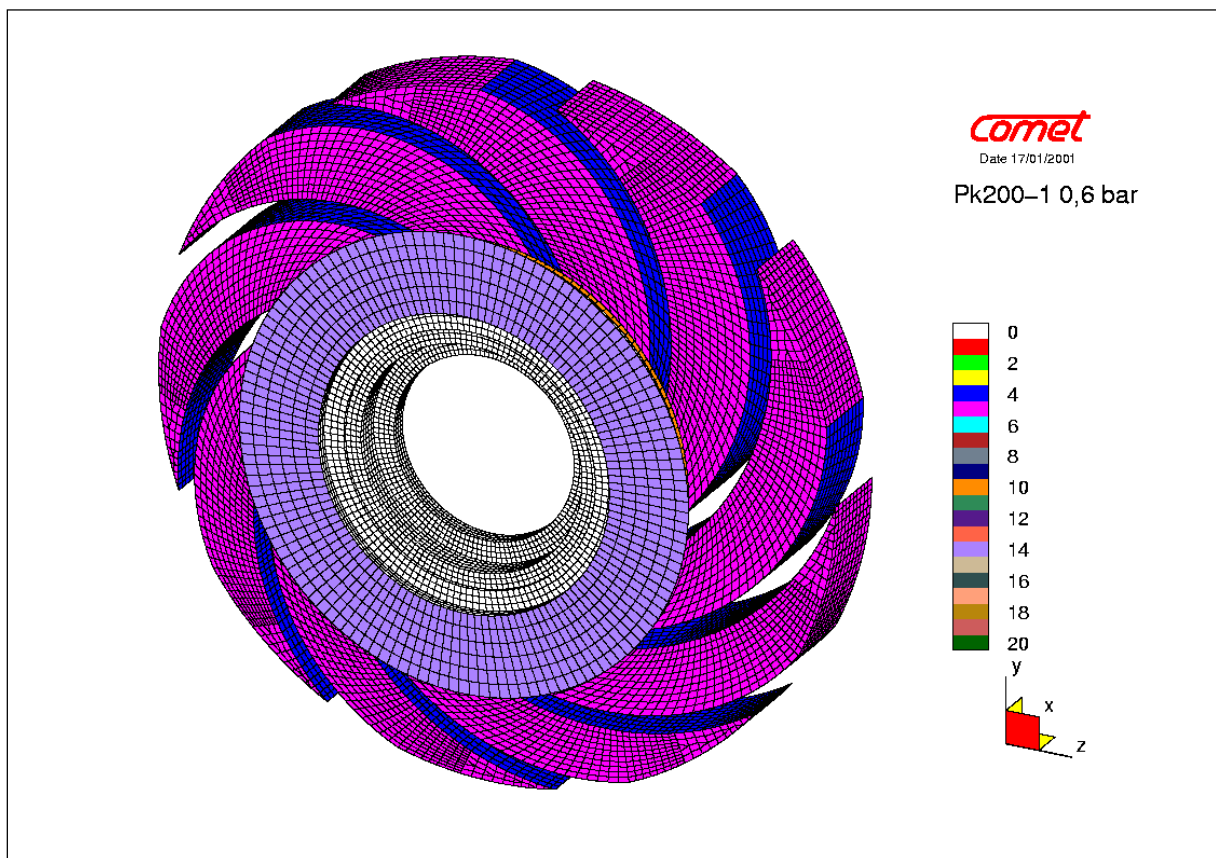
11.3.2 Primijenjeni granični uvjeti

Kod modelâ za trodimenzionalne CFD analize toka u međulopatičnim kanalima, kakav je i model kreiran prema geometriji izabrane automobilske turbopumpe, prikazan na slici 11.67, situacija je sa stanovišta aplikacije graničnih uvjeta značajno povoljnija u odnosu na ravninske modele. Prije svega zbog toga što se pomoću modela ulaza u radno kolo (slika 11.60 i 11.61) može ulaz u model distancirati od ulazâ u međulopatične kanale i od samih kanala. Na taj način se postiže da od ulaza, na kome se postavljaju manje ili više nerealni granični uvjeti (konstantan pritisak, brzina, ili protok), ima koliko-toliko prostora da se do međulopatičnih kanala uspostavi stanje bliže realnom.

Za dvije vrste analiza, koje su ranije detaljnije predstavljene, koristila su se i dva tipa graničnih uvjeta:

Prvi tip graničnih uvjeta, za tranzientne analize s rotiranjem fiktivnog radnog kola

Kod modela na kome su realizovani proračuni s rotiranjem fiktivnog radnog kola, simuliran je opći napor Δp modela, odnosno razlika pritiska na ulazu i izlazu. To je ostvareno tako što je kod svih proračuna na ulazu u model (ljubičasta granična površina na slici 11.67) specificiran pritisak $p = 0$ bar, a na izlazima iz međulopatičnih kanala kod prvog slučaja proračuna apliciran je pritisak od 0,4 bar, da bi se kod slijedećih proračuna ovaj pritisak povećavao za po 0,2 bar, sve do pritiska od 1,1 bar, pri kome više nije bilo protoka.



Sl. 11.67 Mreža modela za trodimenzionalne CFD analize u međulopatičnim kanalima turbopumpe

Drugi tip graničnih uvjeta, za tranzientne analize primjenom približnog postupka proračuna

Kod modela kod koga su proračuni provedeni primjenom drugog pristupa (rješavanje problema u dva različita koordinatna sistema), nije se uspjelo da proračun konvergira s graničnim uvjetima prvog tipa (simuliranje općeg napora Δp). Ovdje su zbog toga primijenjeni granični uvjeti kod kojih je na ulazu u model, koji je geometrijski identičan modelu na slici 11.67, specificirana brzina (s vektorima okomitim na ovu graničnu površinu) i pritisak na izlazima kanala, kako je to navedeno u tabeli 11.2.

Tabela 11.2 Parametri toka za drugi tip graničnih uvjeta

Slučaj proračuna	Protok Q (m ³ /s)	Brzina na ulazu (m/s)	Pritisak na izlazu (bar)
1	0,0121	5,318	0,4
2	0,01012	4,448	0,6
3	0,0077475	3,405	0,8
4	0,00382	1,679	1,0
5	0,0012215	0,537	1,1

Navedeni protoci su dobiveni kao rezultat proračuna modela kod koga je primijenjena prva vrsta analizâ, s rotiranjem fiktivnog radnog kola, gdje je primijenjen prvi tip graničnih uvjeta. Iz ovih protoka izračunate su ulazne brzine za drugi tip graničnih uvjeta. Općenito, kako je to u odjeljku 11.1.2 već navedeno, brzina vode u dovodnom dijelu ispred radnog kola kod centrifugalnih pumpi se kreće u rasponu od 2 do 4 m/s, pa je ovaj raspon u cjelosti obuhvaćen. Na izlazu iz međulopatičnih kanala ovog modela specificirani su isti pritisci kao za odgovarajuće slučajeve proračuna s prvim tipom graničnih uvjeta..

Za obe vrste analiza, s odgovarajućim graničnim uvjetima, se na osnovu rezultata proračuna, odnosno izračunatih vrijednosti momenta na lopaticama fiktivnog radnog kola M_x , protoka Q i razlike pritiska na ulazu i izlazu Δp , mogu dobiti snaga na vratilu N_v i korisna snaga modela N_k , koristeći se ranije datim izrazima (5.46 i 5.47), a odatle i ukupni stepen iskorištenja modela η (izraz 5.48).

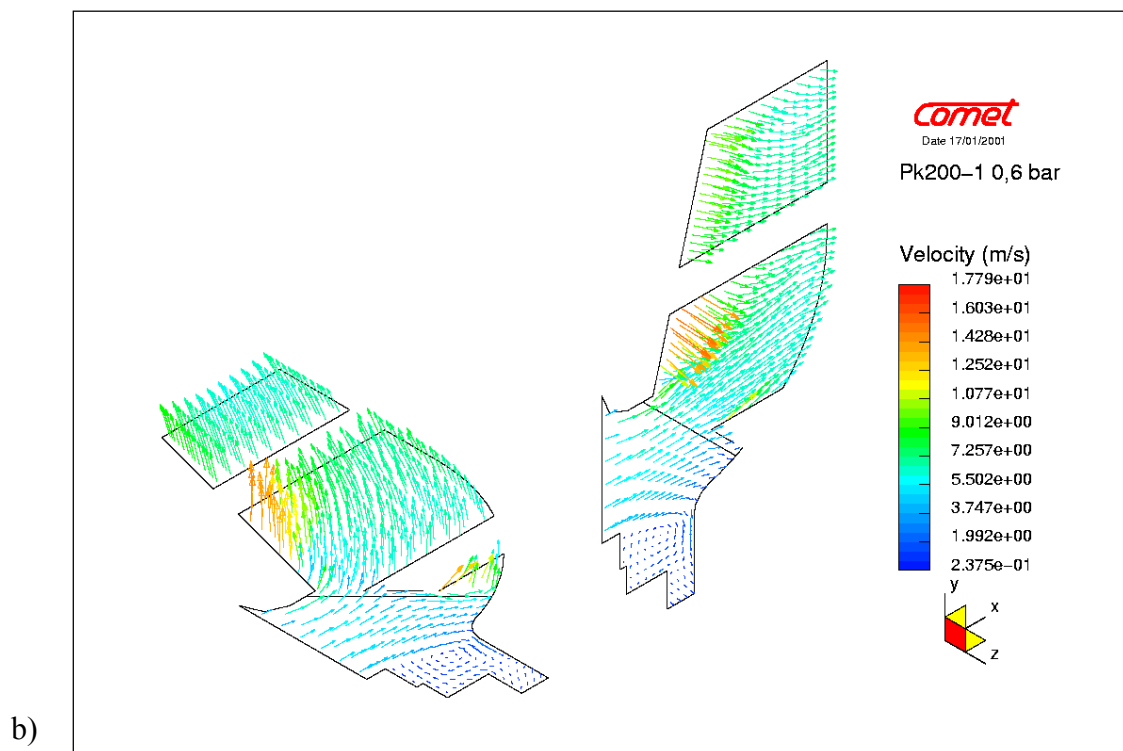
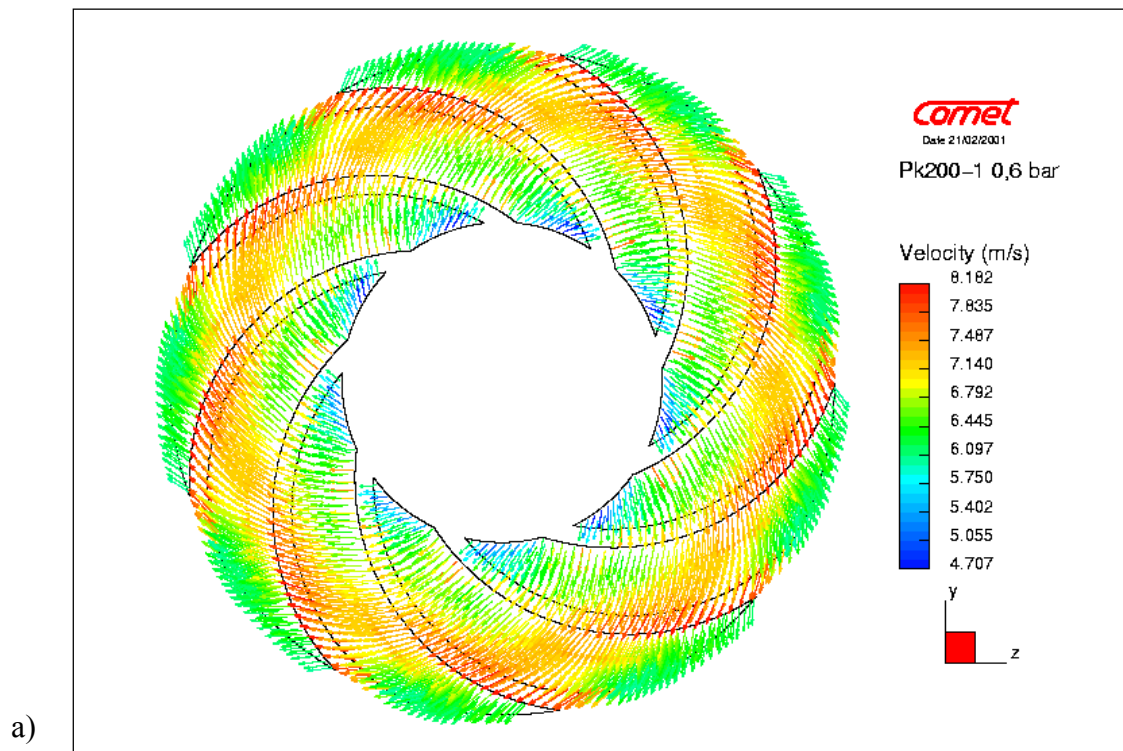
Napominje se da je jedina razlika između modelâ za dvije vrste analizâ, u tome što je kod modela za analize s rotiranjem fiktivnog radnog kola za potrebe formiranja kliznog interfejsa na modelu ulaza u kolo odsječen prsten, kako je to objašnjeno u jednom od prethodnih odjeljaka.

11.3.3 Rezultati tranzientnih analiza s rotiranjem fiktivnog radnog kola

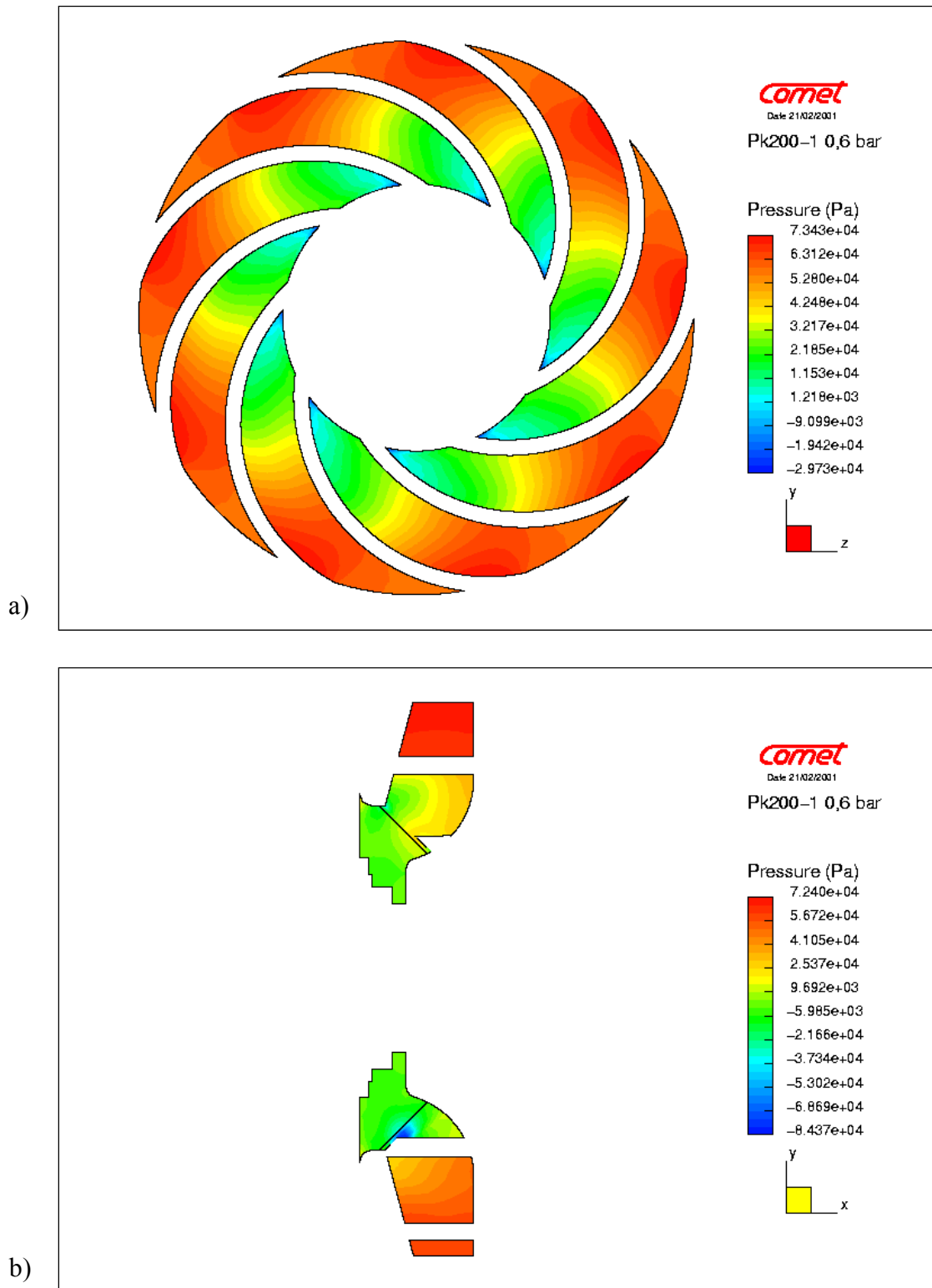
Rezultati analizâ modela bez spirale (slika 11.67), definisanog u odjeljku 11.2.1 i 11.2.2, s rotiranjem fiktivnog radnog kola i s prvim tipom graničnih uvjeta (pritisak na ulazu $p = 0$ bar i odgovarajući pritisak na izlazu iz raspona od 0,4 do 1,1 bar), dati su na slijedećim slikama. Na slici 11.68 prikazan je raspored brzine, a na slici 11.69 raspored pritiska u modelu, za slučaj proračuna s općim naporom Δp od 0,6 bar, a nakon deset obrtaja fiktivnog kola, pri $n = 3000$ o/min (odnosno, nakon perioda u trajanju od 0,2 s). Ortogonalni presjek na navedenim slikama formiran je na udaljenosti 6 mm od dna međulopatičnog kanala, odnosno 12 mm od osnove diska radnog kola (slika 4.4), dakle približno po sredini dubine kanala. Jasno je da je za sticanje potpune slike o strujanju radnog fluida kroz međulopatične kanale potrebno više ovakvih presjeka-prikaza rasporeda brzine i pritiska, različito pozicioniranih po dubini kanala.

Raspored brzine u ortogonalnom presjeku (slika 11.68a) i 11.76) pokazuje da je oblik lopatica, odnosno međulopatičnih kanala, sa stanovišta toka radnog fluida kroz njih, dobro izabran. Na meridijalnim presjecima (slike: 11.68b), 11.70 i 11.75) se mogu uočiti određeni nedostaci oblika međulopatičnog kanala, koji se manifestuju kroz pojavu recirkulacije, u zoni neposredno uz koničnu površinu (otvorena strana kola), s početkom na mjestu oštrog prelaza fluida iz zone uvodnog dijela u same međulopatične kanale. Kod radnog kola, s lijevom bočnom izvodnicom njegovog meridijalnog presjeka u obliku pravca (slika 11.68b)), položenom pod određenim uglom u odnosu na vertikalnu, recirkulacija se mogla i očekivati i ovdje je zadatak da razmjere njene pojave ne prelaze određenu mjeru. Ovdje se prije svega misli na veličinu nagiba pomenute izvodnice meridijalnog presjeka kola, što takođe iziskuje određene CFD analize. Pri ulazu u međulopatični kanal, glavna struja radnog fluida zaobilazi, ili bolje reći ostavlja po strani pomenuto područje recirkulacije, stvarajući tako, sa stanovišta poželjnog toka, jednu vrstu "mrtve" zone. Fluid, koji ispunjava ovu zonu, nema potrebnu kinetičku energiju da bi se mogao "priključiti" glavnom toku, i biva prepušten uticaju rotirajućeg radnog kola, koji mu daje odgovarajuću obodnu brzinu. U razvoju ovog procesa, čije razmjere su za radna kola automobilskih turbopumpi donekle i prihvatljive, na određen način "pomoć" pruža i unutrašnja površina prednjeg diska zatvorenog radnog kola, koja je u kontaktu s posmatranim fluidom. Ovi rezultati su ukazali i na potrebu analize opravdanosti izrade zatvorenih radnih kola za automobilske turbopumpe, kod kojih se prednja izvodnica meridijalnog presjeka izvodi u obliku pravca (nagnuta pod određenim uglom). Ovakav meridijalni presjek dovodi do toga da granica glavne struje fluida u međulopatičnom kanalu, na strani pomenute prednje izvodnice u obliku pravca, ne slijedi ovu izvodnicu, nego se, kako je to već objašnjeno, stvara nekorisna "mrtva" zona. Rezultati analiza, provedenih na modelu iste geometrije kao kod modela datog na slici 11.67, ali s otvorenim radnim kolom, dati su na kraju ovog odjeljka.

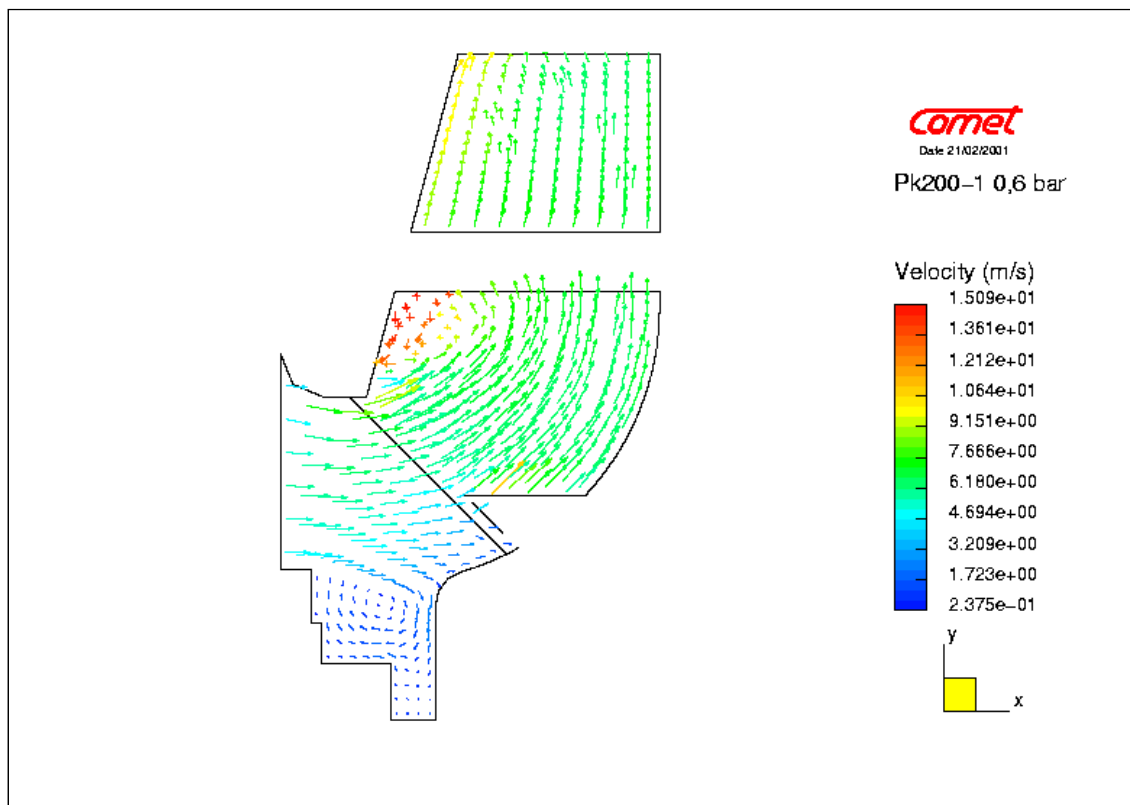
Na slici s uvećanim rasporedom brzine u dijelu meridijalnog presjeka (slika 11.70), može se vidjeti da je desna bočna izvodnica međulopatičnog kanala dobro dizajnirana, jer vektori brzine dobrog dijela kanala "prate" oblik ove konture. Recirkulacija je prisutna i u zoni ispred glavčine radnog kola (donji dio modela ulaza u radno kolo) i kod budućih izvedbi ovog modela turbopumpe trebalo bi na neki način onemogućiti ulaz fluida u ovu zonu. Najprije zbog toga što ova recirkulacija u izvjesnoj mjeri usporava radni fluid u području gdje ovaj nailazi na zaobljeni dio glavčine kola.



Sl. 11.68 Raspored brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima modela bez spirale, kod postupka proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola, s prvim tipom graničnih uvjeta i za opći napor $\Delta p = 0,6$ bar ($n = 3000$ o/min)
 a) ortogonalni presjek, 6 mm od dna međulopatičnog kanala,
 b) meridijalni presjeci



Sl. 11.69 Raspored pritiska u sprovodnim međulopatičnim kanalima modela bez spirale (uz sliku 11.68)
 a) ortogonalni presjek, 6 mm od dna međulopatičnog kanala,
 b) meridijalni presjek

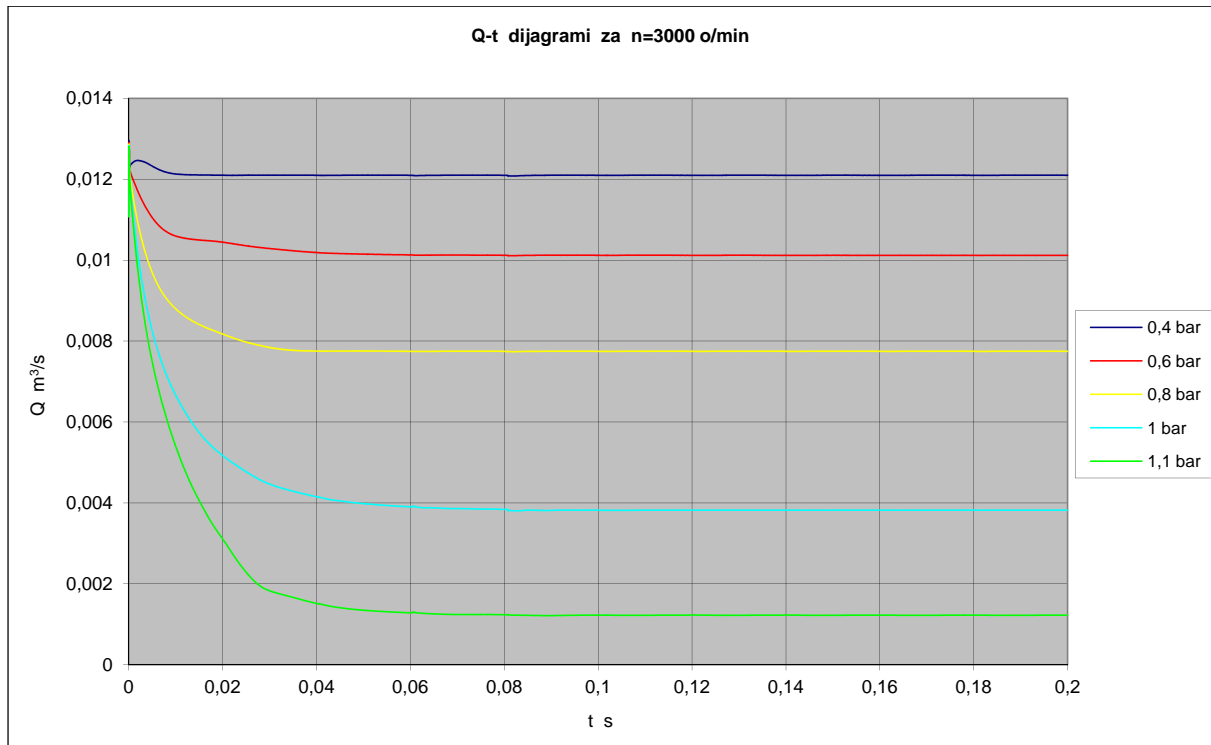


Sl. 11.70 Uvećan prikaz rasporeda brzine na dijelu meridijalnog presjeka sa slike 11.68

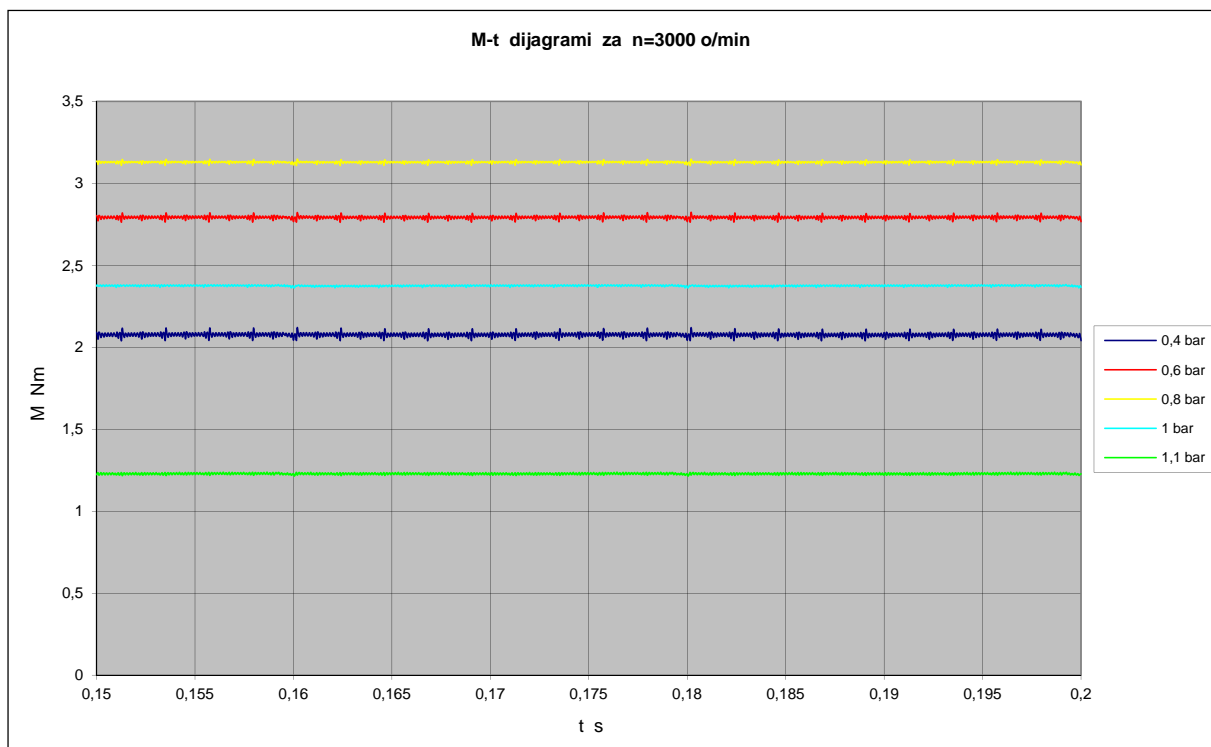
Na slici 11.71 date su krive promjene protoka Q , a na slici 11.72 krive promjene momenta M_x na lopaticama fiktivnog radnog kola, u funkciji vremena, za različite veličine općeg napora Δp . Nakon naglog skoka u startu, veličina protoka opada do vrijednosti na kojoj se ustali. Nema oscilovanja protoka, jer nema spirale. Kod krivih promjene momenta prisutne su kod nižih vrijednosti općeg napora neznatne oscilacije, koje se nisu očekivale kod ovakvog modela bez spirale. Kako se radi o malim amplitudama, nisu se tražili uzroci ovih oscilacija.

Promjena momenta M_x na lopaticama fiktivnog radnog kola, u funkciji općeg napora Δp , za model bez spirale, pri $n = 3000$ o/min, data je na slici 11.73.

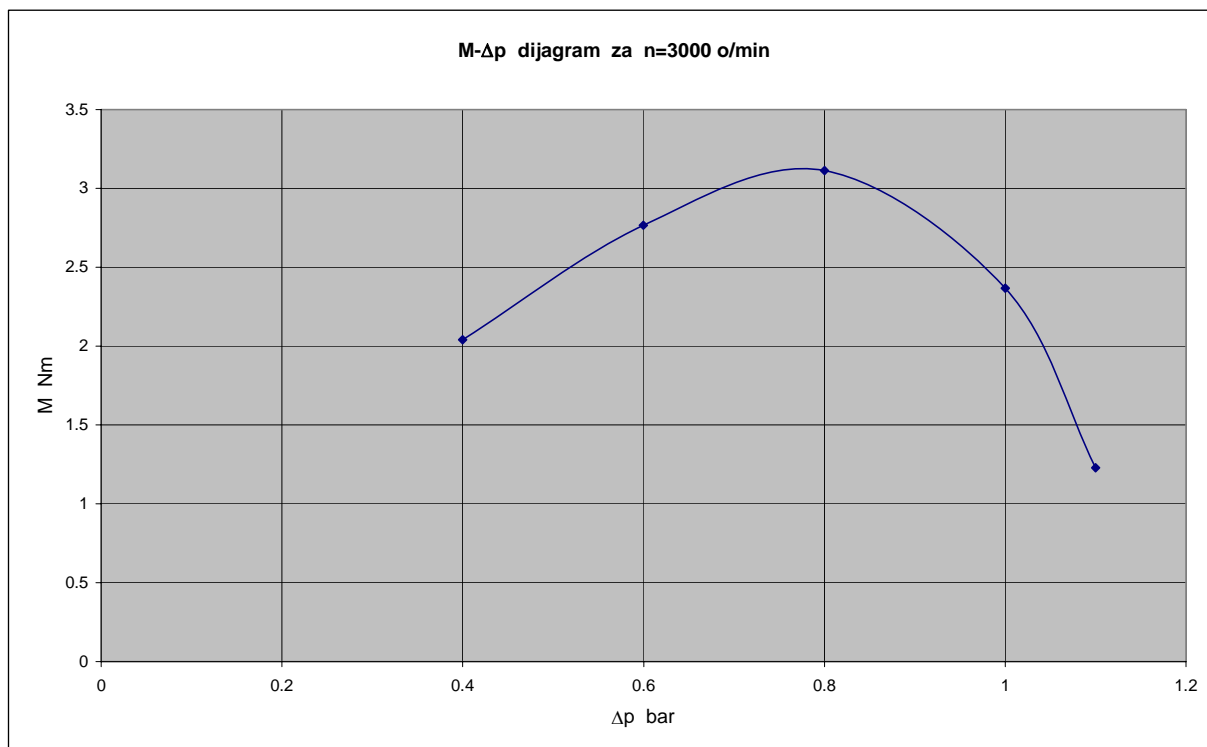
Na slici 11.74 data je karakteristika analiziranog modela međulopatičnih kanala, odnosno $Q-\Delta p$ kriva, koja zorno prikazuje karakteristike izabrane automobilske turbopumpe (riječ je o položenoj karakteristici), ili neke buduće pumpe, koja će imati isti, ili na bazi zakona sličnosti formiran oblik. Oblik dobivene $Q-\Delta p$ krive identičan je odgovarajućoj krivoj stvarne turbopumpe, koja je snimljena na opitnom postrojenju pri $n = 3000$ o/min i prikazana na slici 10.5. Razlika kod ovih dviju krivih očituje se u tome što su protoci kod modela za numeričke analize veći, što se i očekivalo, jer kod istog nema spirale. Međutim, stepen podudaranja oblika dviju pomenutih krivih je i veći nego što se očekivalo, pa se i ovim pokazalo da trodimenzionalne CFD analize na modelima sprovodnih međulopatičnih kanala, s odgovarajućim ulazom u radno kolo i bez spirale, imaju svoj puni smisao.



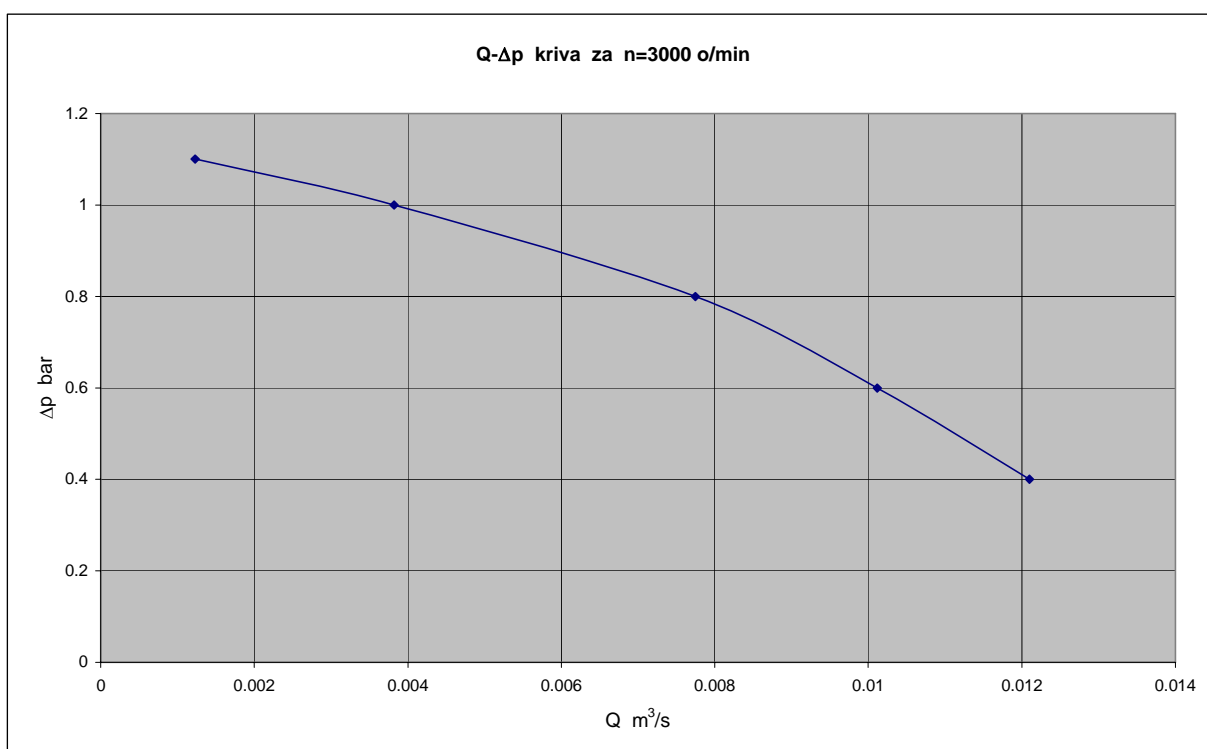
Sl. 11.71 Promjene protoka Q u funkciji vremena, za model bez spirale i proračun s rotiranjem fiktivnog radnog kola, a za različite veličine općeg napora Δp ($0,2 \text{ s} = 10$ obrtaja)



Sl.11.72 Promjene momenta M_x na fiktivnom radnom kolu, u funkciji vremena, za model bez spirale i proračun s rotiranjem fiktivnog radnog kola, a za različite veličine Δp



Sl. 11.73 Promjena momenta M_x na lopaticama fiktivnog radnog kola, u funkciji općeg napora Δp , za model bez spirale i proračun s rotiranjem kola, pri $n = 3000$ o/min

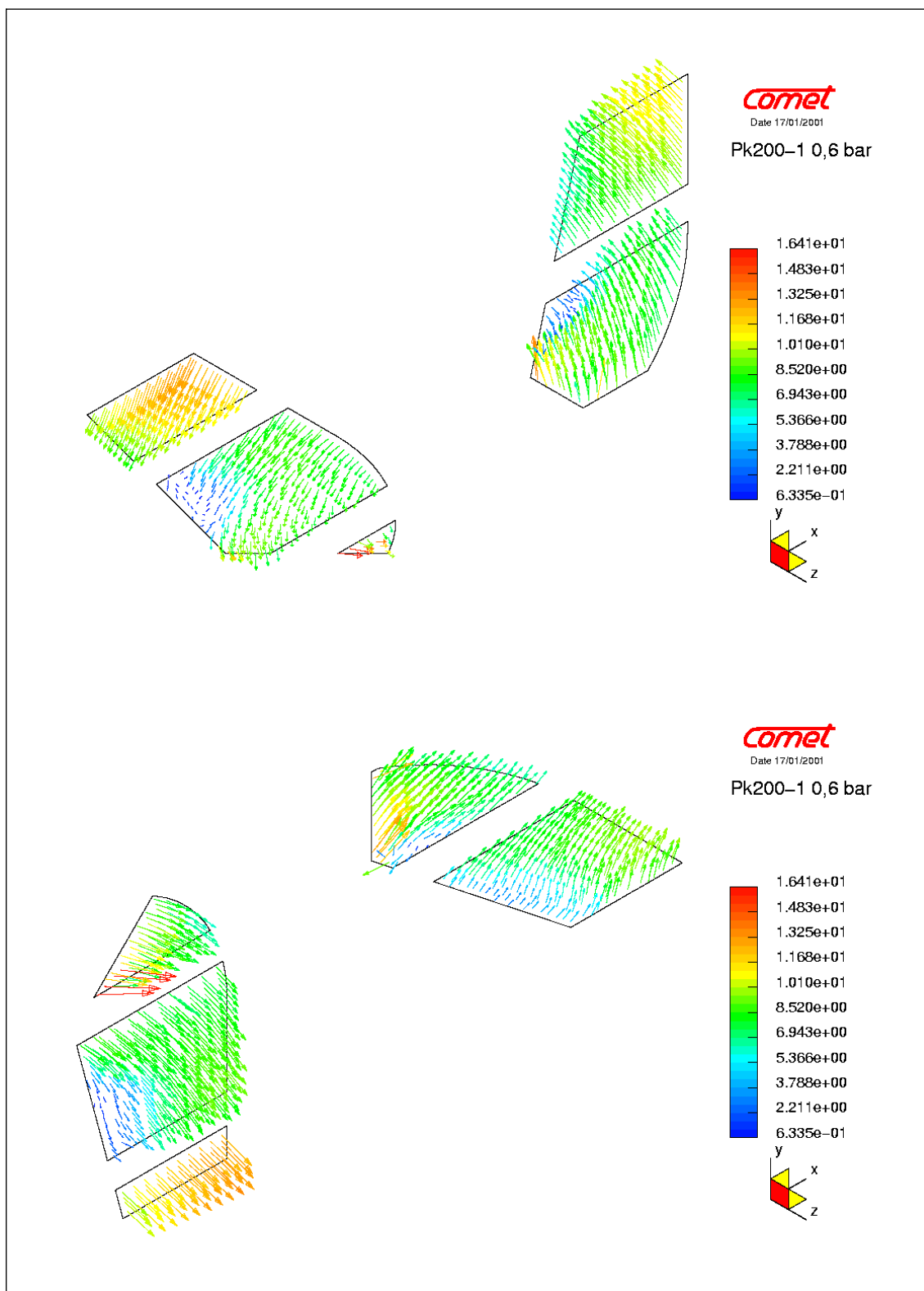


Sl. 11.74 Q- Δp kriva modela bez spirale, na bazi rezultata proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola, za $n = 3000$ o/min

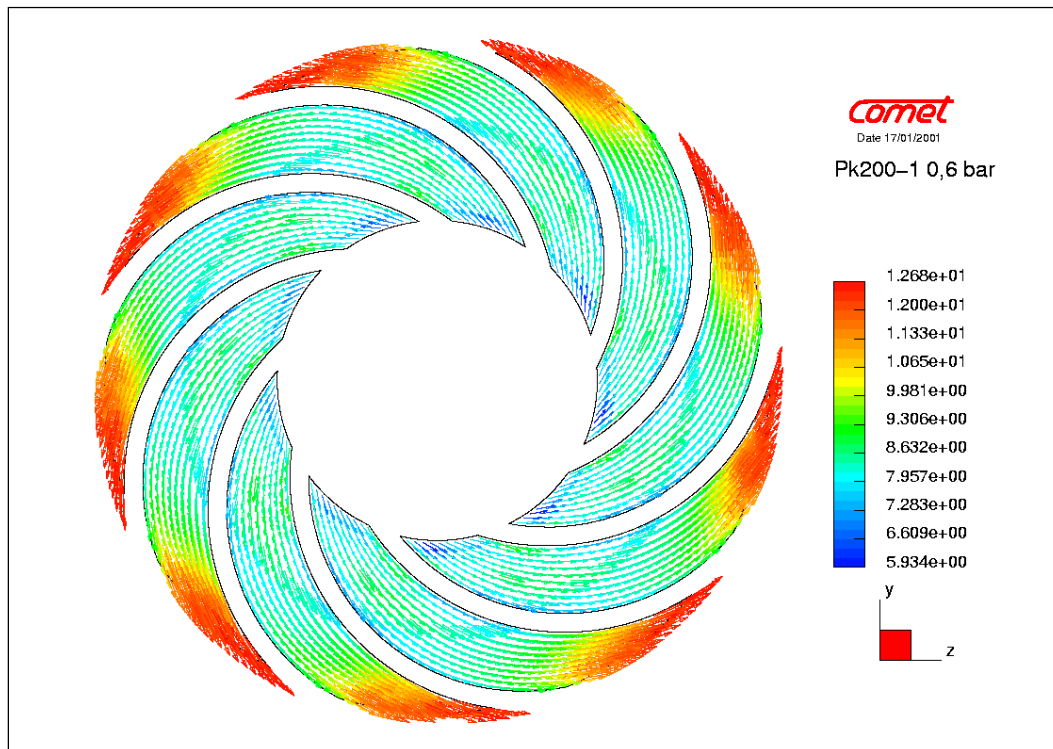
Izračunavanje relativnih brzina u međulopatičnim kanalima modela bez spirale

U [8] se navodi: "Da bi se postigao visok stepen korisnosti pumpe pri optimalnom (proračunskom) režimu rada, neophodno je da strujanje u pojedinim elementima pumpe (radno kolo, zakolo, spirala) bude ustaljeno, i to: apsolutno strujanje u nepokretnim elementima, a relativno strujanje u obrtnim elementima pumpe." Dizajnerima turbopumpi posebno je korisno ako mogu u bilo kojoj fazi dizajna dobiti sliku rasporeda relativne brzine strujanja radnog fluida u međulopatičnim kanalima, odnosno brzina srujanja kroz kanale "oslobođenih" uticaja obodne, odnosno prenosne brzine radnog kola. Najbolji način da se dođe do pomenutih relativnih brzina je da se tokom proračuna za neki model, svaki put nakon što CFD program u posmatranom trenutku vremena izračuna komponente vektora brzine za sve posmatrane ćelije, za ćelije koje pripadaju radnom fluidu u međulopatičnim kanalima izračunaju brzine koje će biti jednake razlici vektorâ totalne brzine i odgovarajuće obodne-prenosne brzine. Za ovu svrhu je potrebno kreirati korisnički program, koji bi trebao da se aktivira na kraju svakog vremenskog intervala, poslije kojeg je predviđeno izračunavanje svih zahtijevanih parametara toka. Rezultati ovakvog proračuna posebno su važni u fazi realizacije analiza modela bez spirale, da bi se dobila slika strujanja-rasporeda relativne brzine u međulopatičnim kanalima bez uticaja toka u spirali, odnosno da bi se dobila "čista" slika o kvalitetu oblika međulopatičnih kanala sa stanovišta postizanja ustaljenog relativnog strujanja u radnom kolu pumpe. Ovaj proračun ima svoj značaj i u fazi kada je završeno oblikovanje spirale, jer se njegovom provedbom može dobiti i predstava o stepenu uticaja oblika spirale na remećenje strujanja u međulopatičnim kanalima radnog kola.

Na slici 11.76 data je slika rasporeda relativne brzine u ortogonalnom presjeku međulopatičnih kanala modela bez spirale, dobivena u prethodnom paragrafu opisanim postupkom, za slučaj proračuna s rotiranjem radnog kola, s prvim tipom graničnih uvjeta i za opći napor $\Delta p = 0,6$ bar. Broj obrtaja fiktivnog radnog kola iznosio je $n = 3000$ o/min. Na bazi rasporeda relativne brzine u ortogonalnom presjeku međulopatičnih kanala, može se još jednom konstatovati da je oblik lopatica radnog kola analizirane automobilske turbopumpe dobro izabran. Duž cijelog međulopatičnog kanala brzina fluida je ravnomjerna i do njenog porasta dolazi tek u zoni izlaza, zbog izraženog suženja kanala. Na meridijalnim presjecima (slika 11.75) se može vidjeti da je i kod relativnih brzina prisutan ranije već uočeni problem stvaranja "mrtve" zone u području oštrog prelaza fluida iz uvodnog dijela u međulopatične kanale.



Sl. 11.75 Raspored relativne brzine u meridijalnim presjecima sprovodnih međulopatičnih kanala modela bez spirale, kod proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola ($n = 3000$ o/min), s prvim tipom graničnih uvjeta i za opći napor $\Delta p = 0,6$ bar



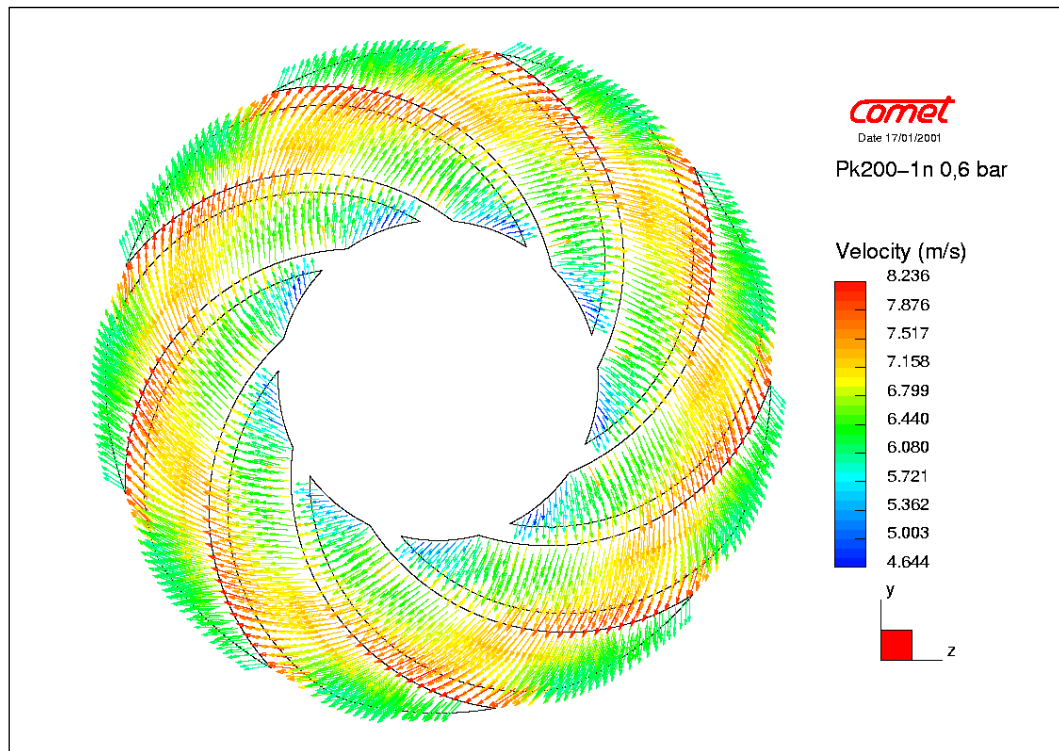
Sl. 11.76 Raspored relativne brzine u ortogonalnom presjeku sprovodnih međulopatičnih kanala modela bez spirale (uz sliku 11.75)

Analiza modela bez spirale, s otvorenim radnim kolom

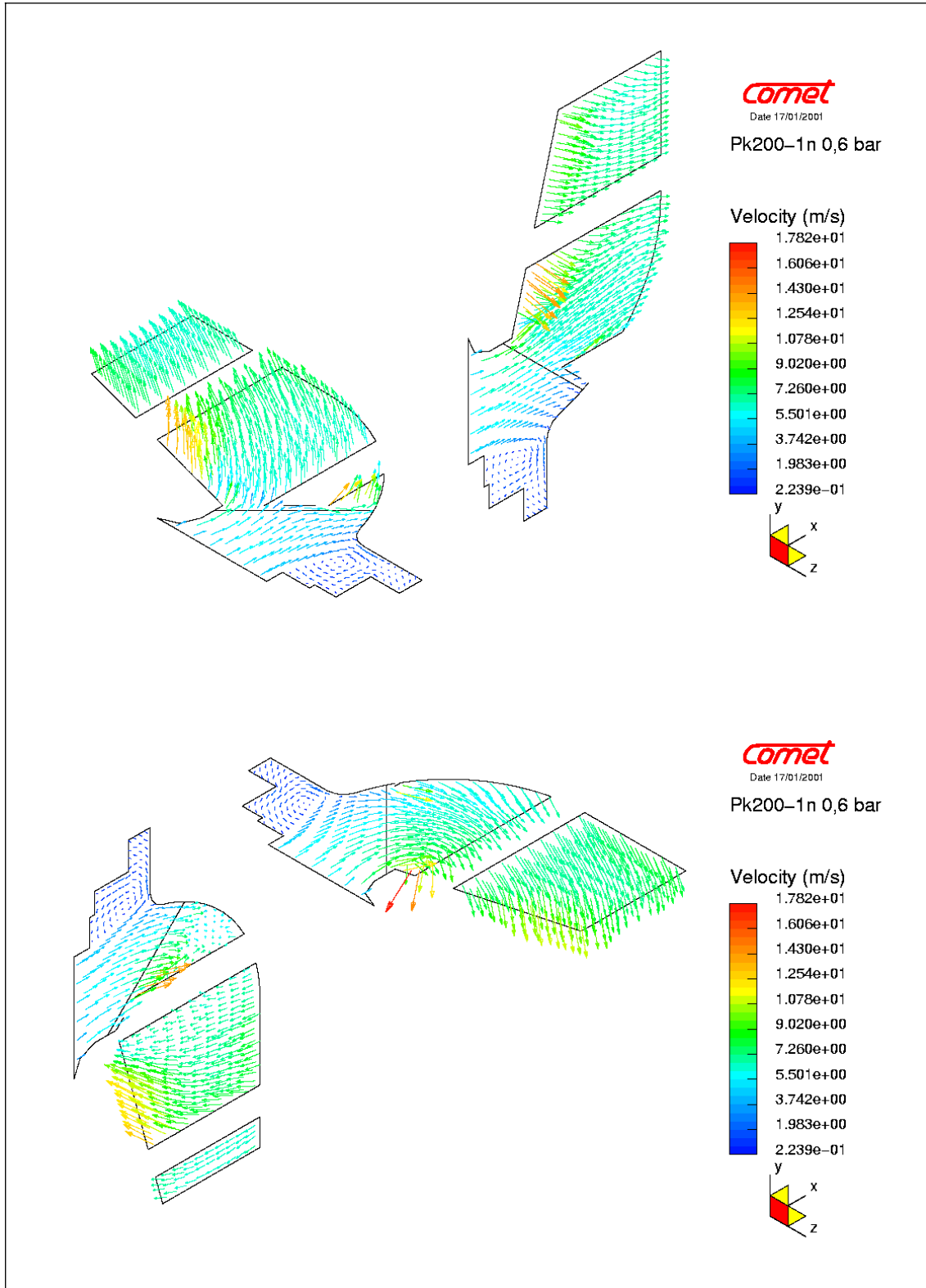
Na slijedećim slikama su prikazani rezultati trodimenzionalnih CFD analiza, provedenih na modelu iste geometrije kao kod modela datog na slici 11.67, ali s otvorenim radnim kolom. Proračuni su realizovani s rotiranjem radnog kola, s prvim tipom graničnih uvjeta i za opći napor $\Delta p = 0,6$ bar. Pojam "otvoreno radno kolo" u ovom slučaju znači da će granični regioni međulopatičnih kanala, koji leže na koničnoj površini, nastaloj rotacijom prednje izvodnice meridijalnog presjeka radnog kola izabrane turbopumpe u obliku pravca (slika 4.3), imati brzinu jednaku nuli. Time se simulira kontakt fluida u međulopatičnim kanalima rotirajućeg radnog kola sa susjednom paralelnom koničnom površinom kućišta pumpe (slika 4.3). Na navedenoj slici se može vidjeti da između radnog kola i kućišta postoji zazor širine 0,5 mm, čije postojanje i veličina svakako u određenoj mjeri negativno utiču na performanse i stepen iskorištenja pumpe. Kod razmatranih analiza otvorenog radnog kola radilo se s pretpostavkom da ovog zazora nema. Ovom aspektu u budućim istraživanjima treba posvetiti posebne analize, s modelima koji će u zoni pomenutog zazora (a ispred radnog kola) imati "zavjesu" širine zazora, spojenu s modelom ulaza u radno kolo.

Na slici 11.78, na kojoj je dat raspored brzine u meridijalnim presjecima sprovodnih međulopatičnih kanala modela bez spirale i s otvorenim radnim kolom, može se vidjeti da je, istina u manjoj mjeri, smanjen intenzitet stvaranja "mrtve zone", u odnosu na model sa zatvorenim kolom. Ovo se u izvjesnoj mjeri pozitivno odrazilo na strujanje u kanalima, pa je kod istih graničnih uvjeta i broja obrtaja $n = 3000$ o/min protok kod otvorenog radnog kola veći za oko 1,8 %. Za konačan sud bi trebalo uraditi i proračune za druge brojeve obrtaja. Inženjeri kompanije, koja je razvila izabranu automobilsku turbopumpu, na raspolaganju su imali rezultate eksperimentalnih istraživanja, na bazi kojih su i izabrali varijantu s otvorenim radnim kolom, koja je, prvenstveno sa stanovišta izrade, znatno povoljnija. Raspored pritiska kod ovog modela gotovo je identičan odgovarajućem rasporedu kod modela sa zatvorenim radnim kolom.

Prikazani rezultati za model otvorenog radnog kola, formiranog na bazi geometrije izabrane turbopumpe, u skladu su s rezultatima eksperimentalnih ispitivanja, datim u odjeljku 10 za dva oblika drugog modela automobilske turbopumpe (vanjskog promjera $\varnothing 136$ mm), pri čemu je prvi sa zatvorenim, a drugi s otvorenim radnim kolom. Prema ovim rezultatima, kod zatvorenog kola se, kod istih napora, dobivaju značajnije veći protoci tek kod većih brojeva obrtaja (3000 i 3500 o/min, prema slici 4.8). Kompanija koja proizvodi pomenuti drugi model automobilske turbopumpe takođe se u jednom momentu opredijelila za proizvodnju samo otvorenog kola navedenog promjera, dok neki njeni kooperanti i danas proizvode njegovu zatvorenu varijantu, koja je, zbog komplikovanijih alata i procesa livenja skuplja (jer je, za razliku od otvorenog kola, ovdje za livenje potrebno i jezgro).



Sl. 11.77 Raspored brzine u ortogonalnom presjeku sprovodnih međulopatičnih kanala modela s otvorenim radnim kolom i bez spirale, kod proračuna s rotiranjem radnog kola, s prvim tipom graničnih uvjeta i za opći napor $\Delta p = 0,6$ bar



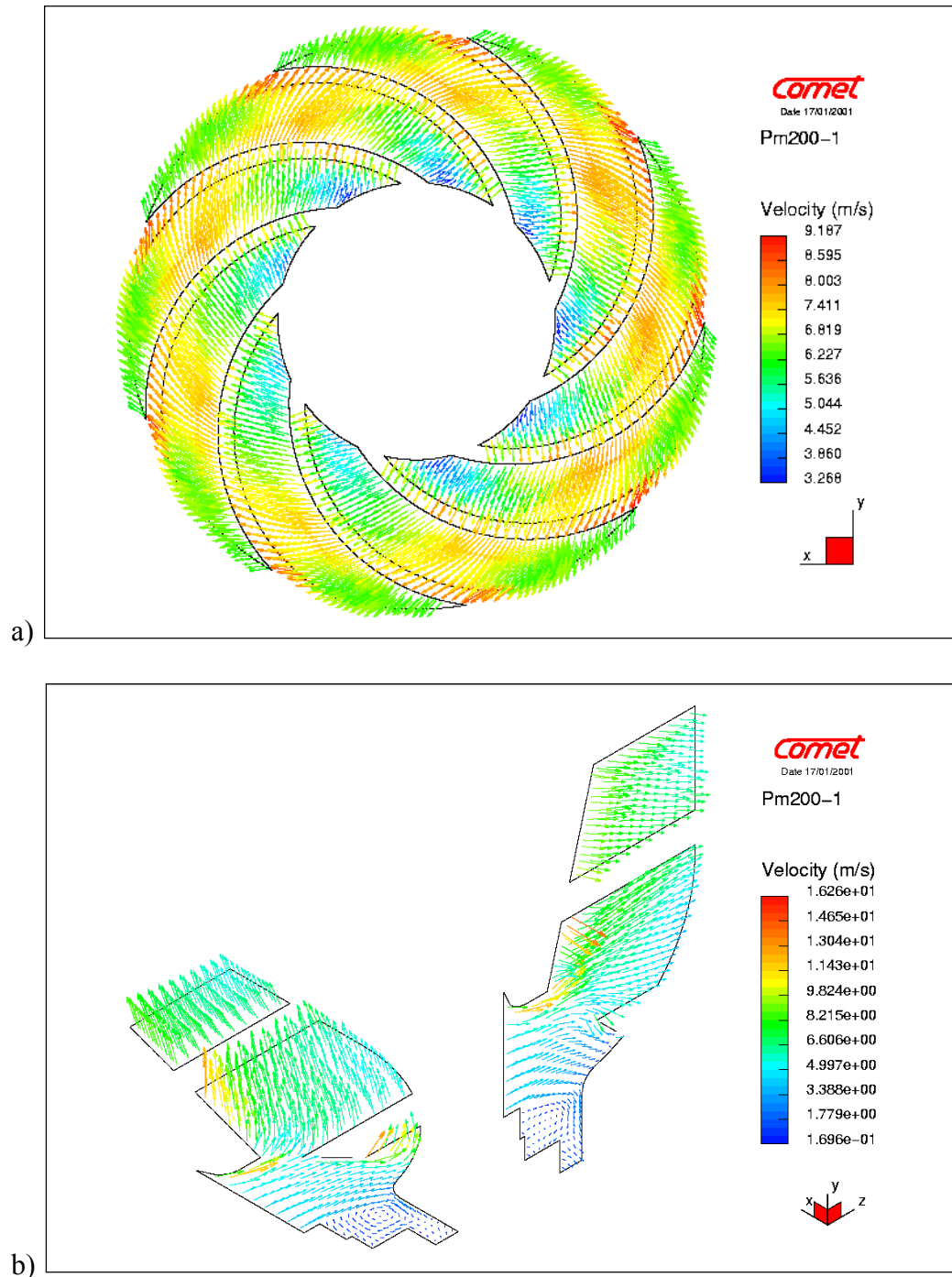
Sl. 11.78 Raspored brzine u meridijalnim presjecima sprovodnih međulopatičnih kanala modela s otvorenim radnim kolom i bez spirale, kod proračuna s rotiranjem radnog kola (uz sliku 11.77)

U skladu s predloženom metodikom etapnog proračuna i dizajna automobilskih turbopumpi, očito je da se fazi oblikovanja meridijalnog presjeka radnog kola mora posvetiti posebna pažnja, jer oblik ovog presjeka, s u prethodnom koraku definisanim oblikom lopatica, daje osnovu za modeliranje sprovodnog međulopatičnog kanala. Kad su u pitanju automobilske turbopumpe, većina modela do kojih se moglo doći, imaju otvoreno radno kolo, s izvodnicom u obliku pravca na njegovoj otvorenoj strani (kao kod radnog kola izabrane turbopumpe). U ovom smislu, potrebno je, primjenom numeričke metode, provesti analize uticaja ugla nagiba pomenute prednje izvodnice meridijalnog presjeka kola, na strujanje fluida u međulopatičnim kanalima, a time i na performanse cijele pumpe. Osim toga, generalno kod turbopumpi poseban značaj ima oblikovanje izvodnica meridijalnog presjeka, gdje najčešće ni jedna od njih nije pravac. Osim postupka definisanja osnovnih geometrijskih parametara oblika sprovodnog međulopatičnog kanala, datog u odjeljku 9, kojim se definiše i meridijalni presjek kola, svakako treba posvetiti pažnju i u referentnoj literaturi datim brojnim postupcima i iskustvenim preporukama za optimizaciju oblika ovih izvodnica. Tako je, na primjer, u [5] izveden izraz za određivanje najpovoljnijeg radijusa zaobljenja prednje izvodnice meridijalnog presjeka kola (u funkciji ulaznog ugla lopatice β_1), koji bi trebao da obezbijedi najpovoljniji raspored brzine na ulazu u međulopatične kanale kola. U ovom smislu, otvoreni su široki prostori za istraživanja na bazi primjene numeričkih metoda, jer se provjere pomenutih izraza, postupaka i preporuka, na ovaj način mogu brzo i efikasno realizovati.

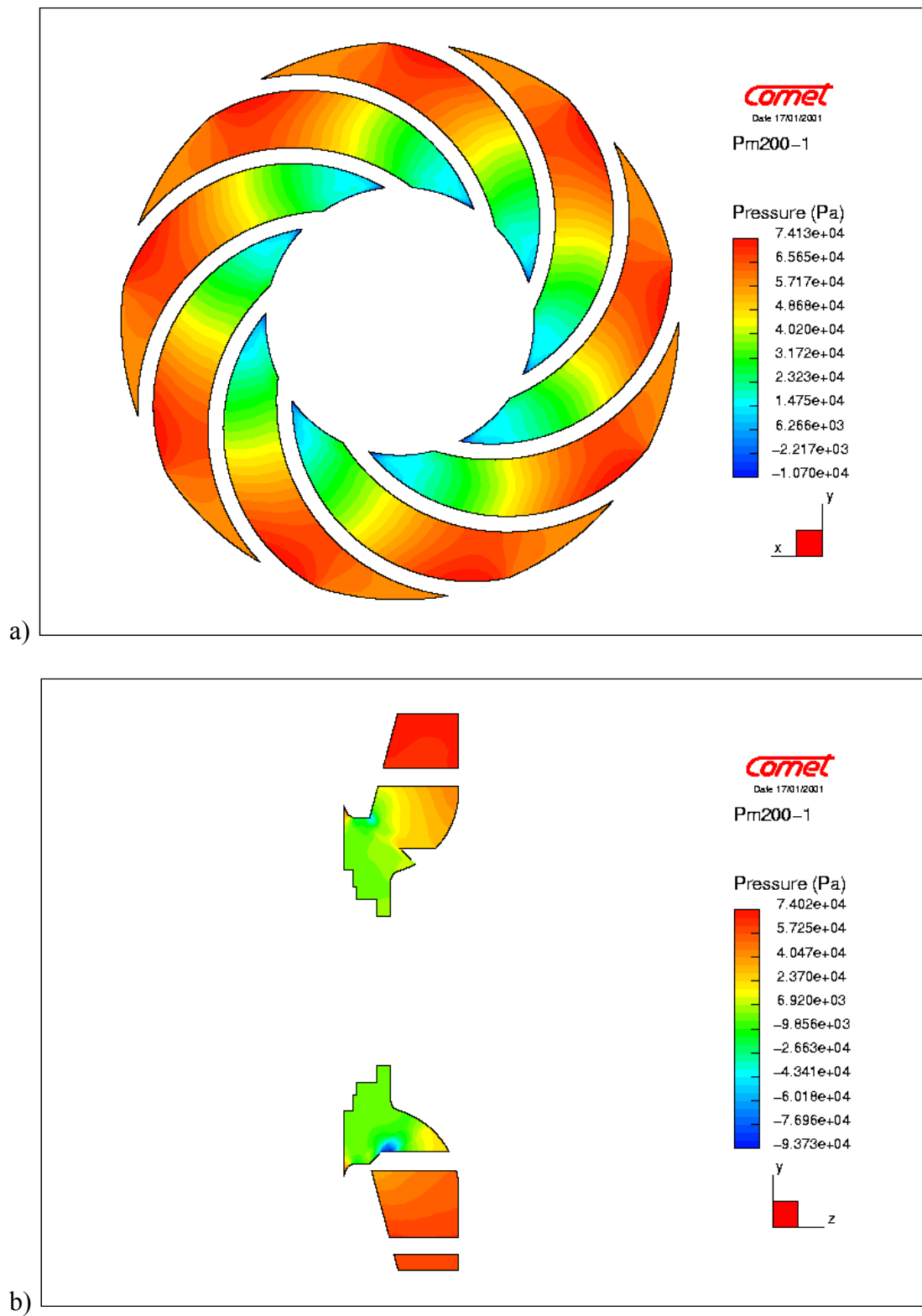
Na ovom mjestu se, na bazi prikazanih rezultata trodimenzionalnih CFD analiza u fazi modeliranja i optimizacije sprovodnih međulopatičnih kanala, može kazati da predloženi postupak analize modela ovih kanala bez spirale (uz uvođenje modela ulaza u radno kolo), kao važna etapa u predloženoj metodologiji proračuna i dizajna turbopumpi (u našem slučaju posebno automobilskih turbopumpi), ima puno opravdanje.

11.3.4 Rezultati tranzientnih analiza primjenom približnog postupka proračuna

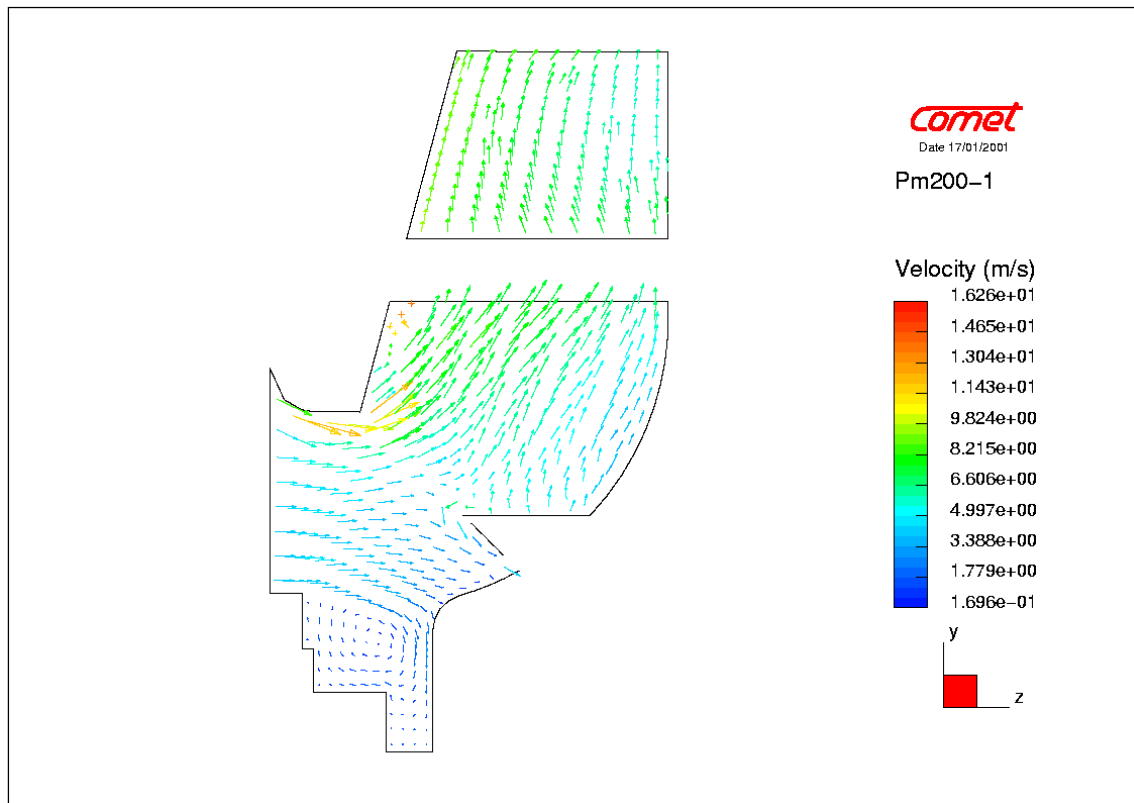
Primjenom približnog postupka proračuna (MRF postupak), s rješavanjem problema u dva različita koordinatna sistema, na modelu s punim ulazom u radno kolo (bez koničnog prstena, slika 11.60) i s drugim tipom graničnih uvjeta, dobiveni su rezultati prikazani na slijedećim slikama.



Sl. 11.79 Raspored brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (a) ortogonalni i b) meridijalni presjeci) modela bez spirale, kod približnog postupka proračuna i s drugim tipom graničnih uvjeta (drugi slučaj proračuna prema tabeli 11.2)



Sl. 11.80 Raspored pritiska u sprovodnim međulopatičnim kanalima (a) ortogonalni i b) meridijalni presjek) modela bez spirale, kod približnog postupka proračuna i s drugim tipom graničnih uvjeta (drugi slučaj proračuna prema tabeli 11.2)



Sl. 11.81 Uvećan prikaz rasporeda brzine na dijelu vertikalnog meridijalnog presjeka sa slike 11.79

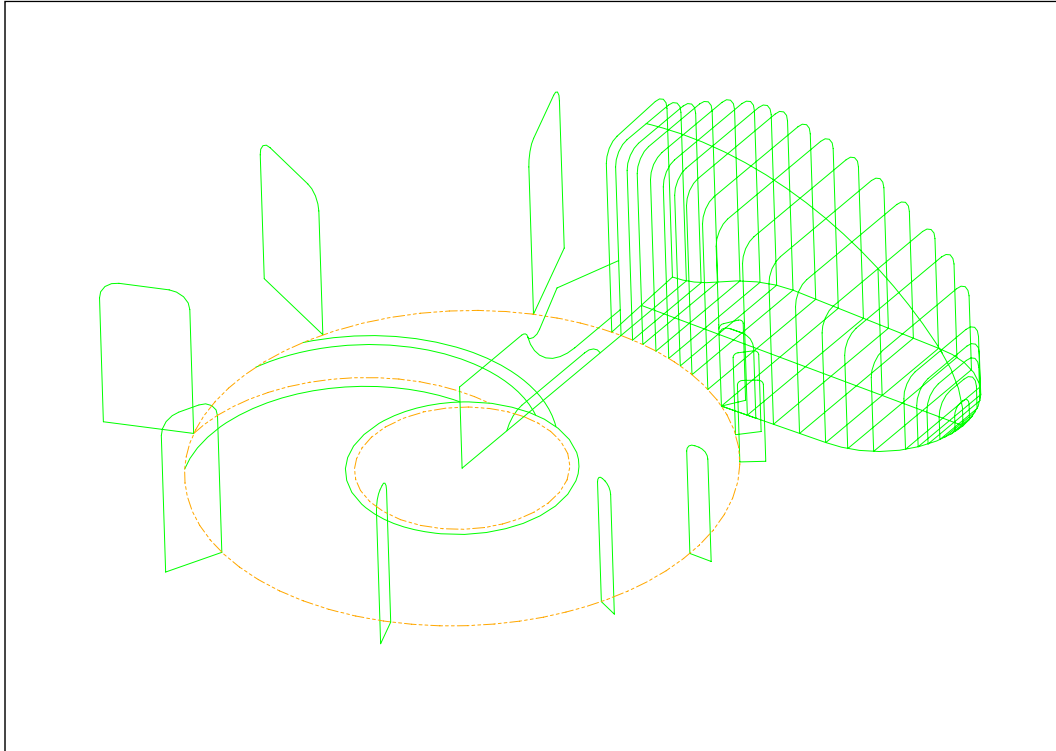
Kod provedbe približnog proračuna, broj obrtaja rotirajućeg subdomena iznosio je $n = 3000$ o/min.

Uporedbom odgovarajućih slika rasporeda brzine i pritiska, dobivenih na bazi rezultata proračuna realizovanih dviju vrsta analiza, može se konstatovati visok stepen podudarnosti. Kod analiza primjenom približnog postupka proračuna, dobiven je i dijagram promjene momenta M_x na lopaticama fiktivnog radnog kola, u funkciji općeg napora Δp , identičan dijagramu na slici 11.73, za analize s rotiranjem radnog kola. I dobivena $Q-\Delta p$ kriva potpuno je podudarna s istorodnom krivom, datom na slici 11.74, proisteklom iz egzaktnog postupka proračuna s rotiranjem radnog kola. Zbog visokog stepena podudaranja, ovi dijagrami nisu posebno prikazivani.

Važno je još podsjetiti da su analize primjenom približnog postupka proračuna provedene s odgovarajućim pritiskom na izlazu modela, u skladu sa situacijom kod odgovarajućeg modela s egzaktnim postupkom proračuna. Međutim, u situacijama kada neki novi problem bude trebalo rješavati primjenom približnog postupka proračuna, u nedostatku potrebnih informacija, mogu se specificirati i granični uvjeti s brzinom na ulazu u rasponu od 2 do 4 m/s, i pritiskom na izlazu $p = 0$ bar. Na ovaj način se mogu dobiti svi potrebni podaci za razmatrani nivo analiza, kako je to u jednom slučaju rađeno kod realizacije ravninskih analiza.

11.4 Oblikovanje spirale

Nakon izbora oblika i dimenzionisanja spirale na bazi rezultata nekog od konvencionalnih postupaka proračuna, dobiva se geometrijska osnova za oblikovanje spirale pomoću 3D modelera. Ista se sastoji od kruga spoljnjeg prečnika radnog kola i niza poprečnih presjeka spirale koji leže u iz centra kola zrakasto postavljenim ravnima, položenim kroz osu radnog kola, kako je to prikazano na slijedećoj slici za spiralu izabrane automobilske turbopumpe.

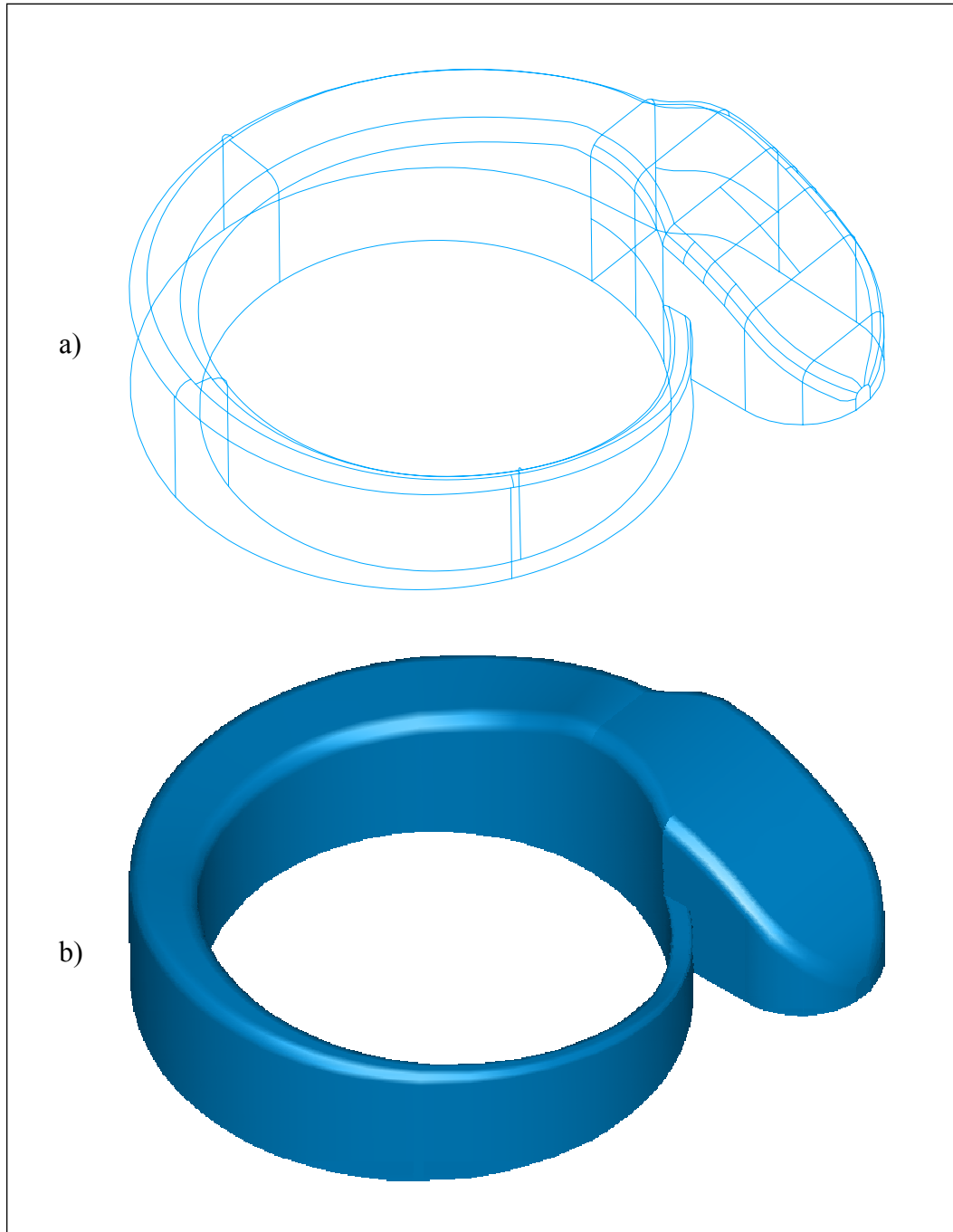


Sl. 11.82 Geometrijska osnova za oblikovanje spirale izabrane automobilske turbopumpe pomoću 3D modelera

Kružnica pomenutog kruga predstavlja izvodnicu spirale, čiji se model generira pomoću opcije 3D modelera, koja prateći konturu pomenute kružnice omogućava "provlačenje" modela kroz sve prethodno kreirane konture poprečnih presjeka spirale. Broj poprečnih presjeka spirale prepušten je izboru dizajnera, ali svakako ne smije ići ispod određene granice (koja zavisi od veličine spirale), jer od ovog broja direktno ovisi kvalitet kreiranog modela. Zbog specifičnog oblika, ovaj broj u području glave spirale svakako treba biti značajno veći.

Spirala izabrane turbopumpe u zoni njene glave nije izvedena po preporukama konvencionalnih postupaka proračuna i dizajna za ovaj dio pumpe. Primijenjeni oblik glave spirale onemogućio je formiranje njenog jezička, tako da je kućište pumpe izvedeno s odstranjenim repom spirale u dužini od nekih desetak milimetara (slika 11.2). Pitanje izbora optimalnog oblika spirale, pa u okviru toga i oblikovanja njene glave i jezička, zahtijeva posebnu opservaciju. Kod modela kod koga nije odstranjen rep spirale, i kod koga je omogućen tok fluida između ovog dijela i glave spirale, rezultati numeričkih proračuna su pokazali da zbog razlike pritiska u ova dva područja dolazi do djelimičnog poremećaja strujanja u glavi spirale. Ovim se potvrdilo da odstranjivanje dijela repa spirale ima svoje opravdanje.

Iz razloga koji su objašnjeni u prethodnim poglavljima, a u vezi s formiranjem kliznog interfejsa na dodirnoj površini fluida radnog kola i spirale, model spirale za trodimenzionalne CFD analize kreiran je s repom produženim do njene glave. A da bi se spriječio tok fluida između repa i glave spirale, na mjestu spoja ova dva dijela postavljena je odgovarajuća prepreka. Tako dobiven model (u wireframe i solid formi) prikazan je na slici 11.83.



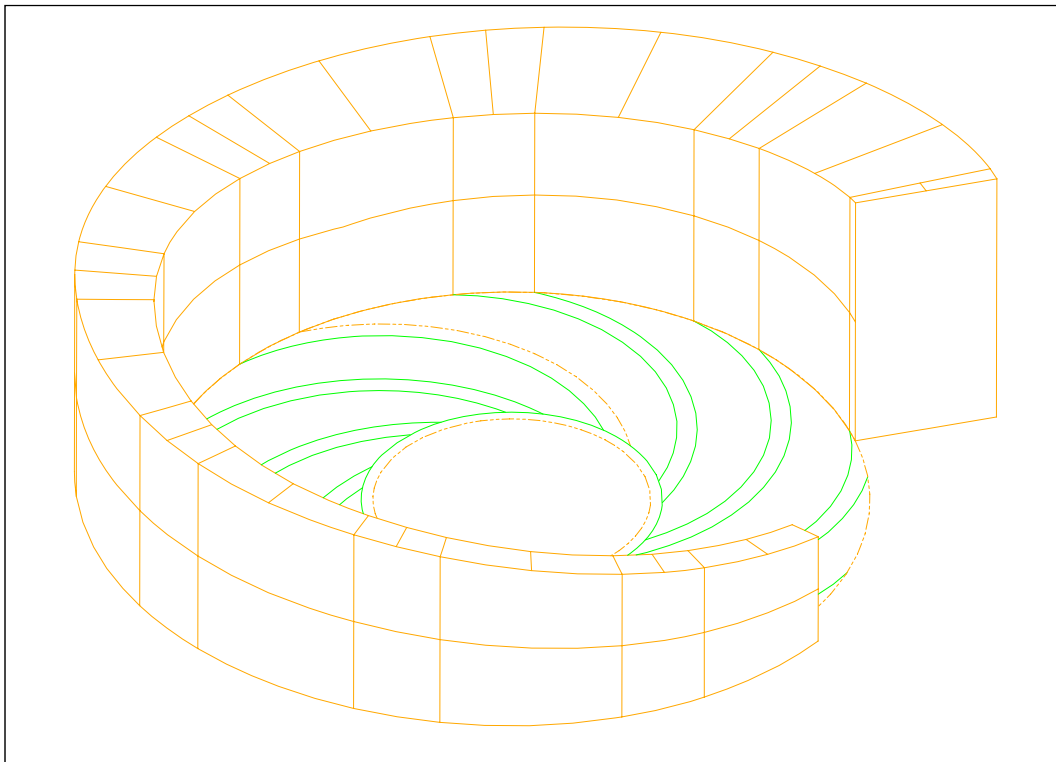
Sl. 11.83 Model spirale izabrane automobilske turbopumpe
a) wireframe i b) solid model

Specifičan i nestandardan oblik prikazane spirale izabrane turbopumpe uzrokovan je prije svega položajem pumpe u odnosu na blok motora (smještena između motora i hladnjaka, s ventilatorom na kraju vratila), i iz toga proizašlim načinom vezivanja kućišta pumpe za pomenuti blok, kako je to detaljnije objašnjeno u odjeljku 10. Na strani kojom pumpa naliježe na motor,

spirala je ravna, a tu je i glava spirale, koja je oblikovana tako da mijenja smjer radnog fluida za 90° , pri njegovom ulasku među cilindre motora.

Osim pravougaonog, za automobilske turbopumpe koriste se i drugi oblici presjeka spirale (na primjer kružni) i poželjno je da se za sve korištene oblike posjeduju programi za njihov proračun, s dodacima koji će omogućiti ispunjavanje i specifičnih zahtjeva, prisutnih kod dizajna ovih pumpi. To treba da omogući da se u fazi preliminarnog dizajna može brzo doći do geometrijskih parametara više varijanti spirale i pratećih difuzora, koji se odgovarajućim makro-programima mogu unijeti u 3D modeler. Nakon toga slijede faze kreiranja modela i generiranja mreže, koje se takođe u većoj ili manjoj mjeri mogu automatizovati. Posebno osjetljiva je faza redizajna, zbog toga što je potrebno pronaći načine da se nakon analize rezultata provedenih CFD analiza što brže provedu izmjene na mrežama, odnosno modelima spirale, to jest da se ubrza cjelokupan postupak dizajna i što prije dođe do zadovoljavajućeg rješenja spirale, a time i cijele pumpe.

U fazi kada još nije definitivno određen spoljni prečnik radnog kola, a žele se provesti numeričke analize sa spiralom, ili kada se odlučuje o obliku presjeka spirale, od koristi mogu biti i modeli približnog oblika ovog dijela pumpe. Takav model spirale za izabranu turbopumpu, s pravougaonim oblikom presjeka, bez zaobljenja ivica, prikazan je na slici 11.84. Za ovakve modele mogu se izraditi jednostavni i brzi makro-programi za njihovo modeliranje i generiranje mreža.



Sl. 11.84 Model spirale izabrane turbopumpe, s presjekom pravougaonog oblika i bez zaobljenja ivica

11.5 Oblikovanje kolektora-uvodnika

Kako je već pominjano, jedna od specifičnosti automobilskih turbopumpi je postojanje dva ulazna otvora. Kroz prvi od njih, u periodu normalnog rada zagrijanog motora, uvodi se pothlađena voda iz hladnjaka, dok je drugi u funkciji u periodu zagrijavanja motora, kada se voda s temperaturom nižom od radne usmjerava pored hladnjaka direktno u pumpu.

Prema referentnoj literaturi (na primjer [7]), pri projektovanju turbopumpi se teži ostvarivanju strujanja u dovodu malom brzinom, ubrzanog pri ulazu u kolo i sa što ravnomjernijim rasporedom brzine, bez rotacionih komponenti, sem ako je predviđeno dovođenje s ulaznim vrtlogom. Ovim se postiže svođenje gubitaka usljed trenja na najmanju mjeru, čime se stvaraju uslovi za povoljan rad kola s visokim stepenom korisnosti, uz smanjenu opasnost od kavitacije.

Problemu realizacije funkcije koja obezbjeđuje uvođenje vode u pumpu iz dva "izvora", treba posvetiti posebnu pažnju. Kod kamionskih turbopumpi za rješenje ovog problema postoje dvije mogućnosti. Kod prve varijante, kod koje je na vratilu pumpe, na strani prema hladnjaku, ugrađen ventilator (čime je spriječena mogućnost dotoka vode u pravcu ose kola, direktno u njegovo središte), ova funkcija je ostvarena inkorporiranjem u kućištu pumpe dodatnog prostora ispred radnog kola, koji okružuje vratilo pumpe i na koji se s bočnih strana nadovezuju dva ulazna otvora. Takav slučaj imamo kod svih kamionskih pumpi, do čijih se izvedbi ili tehničke dokumentacije došlo tokom realizacije provedenih istraživanja. Na presjeku izabrane turbopumpe (slika 10.3), ovaj prostor se može vidjeti lijevo od radnog kola, a njegov 3D model, na kome se jasno vide dva kraka za ulaz vode, prikazan je na slici 11.85. Kod svih pomenutih pumpi, ovaj prostor, nazvan u internoj terminologiji ove monografije kolektor-uvodnik, ima u svom tijelu izraženo komplikovane oblike, koji su mjesto značajnih gubitaka pri prolazu rashladne tekućine kroz dijelove cirkulacijskog sistema hlađenja motora. Takav je slučaj i s kolektorom-uvodnikom izabrane turbopumpe. Komplikovanosti oblika ovog prostora doprinosi i specifičan oblik spirale pumpe, koja iz konstruktivnih razloga (da bi se obezbijedila ugradbena "stopa" pumpe, koju na slici 10.3 predstavlja desna ivica presjeka) nije postavljena simetrično u odnosu na obodnu površinu izlaza radnog kola, nego se pomjera u stranu dovoda vode i tako usijeca u prostor predviđen za kolektor-uvodnik. Raspoloživi prostor, ograničen zbog zahtjeva za zbijenošću konstrukcije, dovodi do toga da pomjeranje spirale iziskuje deformisanje oblika kolektora (slika 11.85a)), u mjeri koja je kod većine posmatranih pumpi prešla prihvatljivu granicu. Na kućištu se nalazi i otvor, kroz koji radni fluid u slučaju "probijanja" zaptivača ističe iz pumpe (da bi se spriječilo oštećenje ležaja), i zbog koga je kolektor u jednom dijelu naglo sužen (donji dio kolektora na slici 11.85b)). Osim navedenih nedostataka, koji su u manjoj ili većoj mjeri redovna pojava kod kućišta kamionskih turbopumpi ovakvog tipa, kod izabrane turbopumpe na ulaznom otvoru za dovođenje vode iz hladnjaka, iz konstruktivnih razloga formirano je veliko suženje u obliku utisnutog palca (slika 11.85b)). Sve ovo su razlozi zbog kojih se oblikovanje kolektora-uvodnika mora provesti uz naglašenu pažnju i nastojanje da se, sa stanovišta strujanja rashladne vode, dobiju što povoljniji oblici. Jedan od dodatnih zahtjeva, koji se postavlja pred ovakvo kućište, je njegova dovoljna čvrstoća, da bi moglo nositi vratilo sa svim njegovim elementima, a posebno ventilatorom ispred hladnjaka motora.

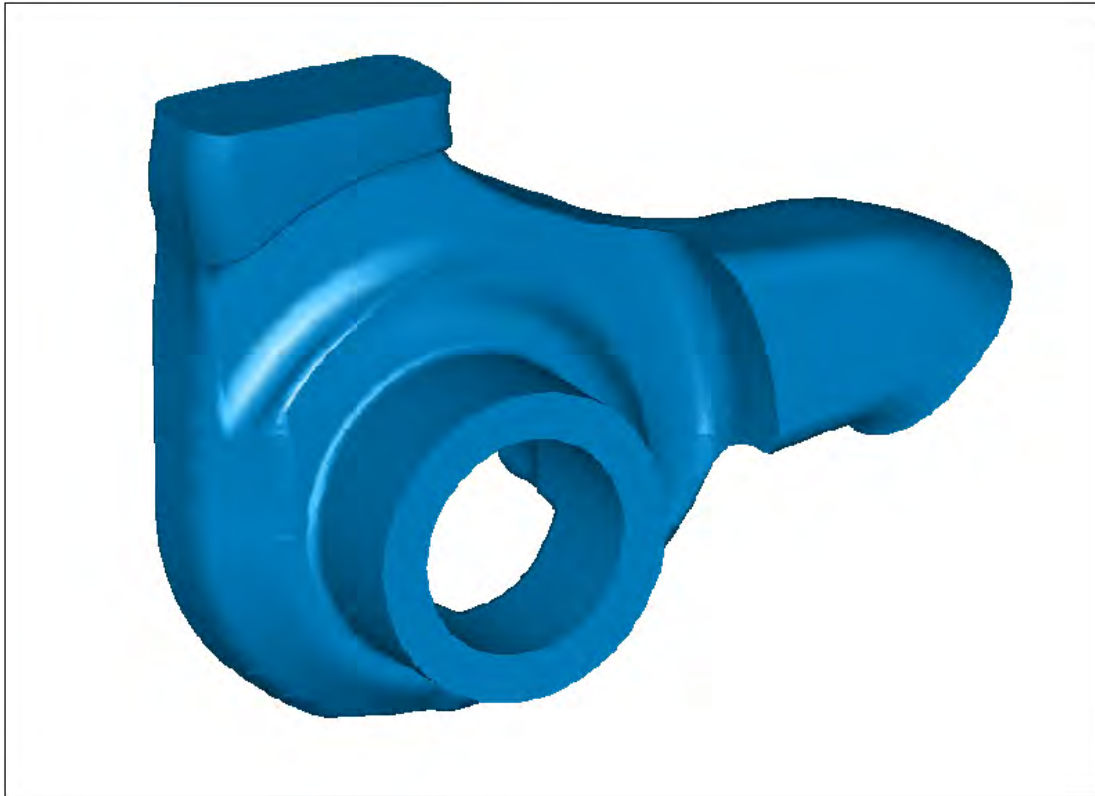
Način dovođenja radnog fluida u prvoj varijanti izvođenja kolektora-uvodnika najbliži je tzv. bočnom dovođenju, koje se primjenjuje kod velikog broja jednostepenih i u gotovo svim višestepenim radialnim i radialno-osnim pumpama, kod kojih se kolo, odnosno kola, nalaze između ležišta vratila. Ove pumpe, za razliku od automobilskih turbopumpi, imaju jedan ulazni otvor. Kod ovakvih izvedbi, važno je da se spriječi formiranje usisnog rotacionog vrtloga izazvanog djejtvom obrtne glavčine kola.

Jedno od rješenja koje se nameće za poboljšanje prve varijante oblika kolektora-uvodnika je mogućnost njegovog izvođenja u obliku prstena, kroz koji bi prolazilo vratilo pumpe, sa zaobljenim ivicama na obodnim površinama. Ulazni kanali bi se trebali postaviti tako da pod određenim uglom tangiraju spoljnu cilindričnu površinu prstena i da fluid, koji dolazi kroz jedan, ili drugi otvor, stvara predrotaciju u prstenu u smjeru vrtnje kola. I ovaj prijedlog rješenja iziskuje kvalitativnu analizu i optimizaciju svih geometrijskih parametara oblika kolektora, pa su numeričke analize i ovdje nameću kao najpovoljnije rješenje, za fazu prije izrade prototipa i provedbe eksperimentalnih ispitivanja.

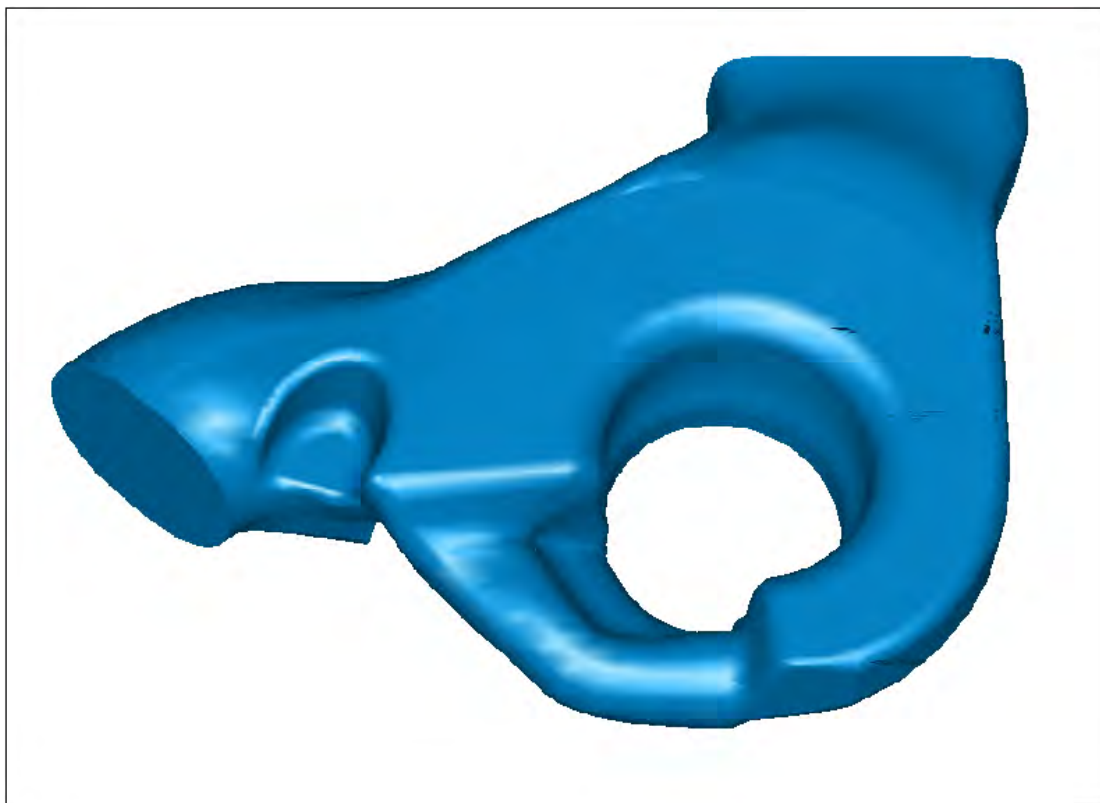
U drugoj varijanti, pumpa se ugrađuje na bočnoj strani bloka motora. Ova varijanta je povoljnija sa stanovišta uvođenja vode u pumpu, jer se ona dovodi u pravcu ose kola direktno u njegovo središte. Kolektor-uvodnik se formira u kućištu pumpe ispred radnog kola, na strani dovoda vode, a iz njega se izvode dva dovoda, za obezbjeđenje funkcije uvođenja vode iz dva "izvora". Kod ove varijante, koja je češća kod turbopumpi za motore putničkih automobila, prisutne su brojne varijacije oblika kolektora-uvodnika. U nekim slučajevima se radni fluid, u periodu nedovoljne zagrijanosti motora, nakon povratka mimo hladnjaka, uvodi direktno na izlazne ivice lopatica.

Složenost oblika prikazanog kolektora-uvodnika sugerije da je ovdje pogodno mjesto za komentar još jednog aspekta dizajna automobilskih turbopumpi. Kućišta, a često i radna kola automobilskih turbopumpi, izrađuju se livenjem od različitih materijala. U vrijeme dizajniranja i osvajanja proizvodnje izabrane automobilske turbopumpe, posebno je bila komplikovana izrada drvenih modela dijelova pumpi, potrebnih za izradu kalupa za livenje, naročito onih s izraženo složenom geometrijom. Ovo je bio dugotrajan i osjetljiv posao, koga su radili posebno obučeni majstori modelari. Na žalost, ovo je i danas preovladavajući način izrade modela za livenje sivog, nodularnog i čeličnog liva u livnicama koje rade na prostorima bivše Jugoslavije. Ništa jednostavnija situacija nije bila ni kod izrade turbopumpi za putničke automobile, čija se kućišta i danas najčešće izrađuju postupkom livenja pod pritiskom od legura aluminija. Alati za ovaj postupak livenja izrađuju se od čelika, po mogućnosti na CNC mašinama. U oba slučaja, visoki troškovi i dugotrajnost cjelolupnog postupka proračuna i dizajna pumpi, odnosno alata za njihovu proizvodnju, usloveli su da su ponavljanja u ovom procesu morala biti svedena na najmanju mjeru. Ovo je jedan od glavnih razloga što su dijelovi pumpi, nastalih u periodu kada su metode virtualnih analiza strujanja i naponsko-deformacionih stanja u inženjerskim konstrukcijama bile u povoju, ulazili u proizvodnju i s nedovoljno dotjeranim oblicima. Takav je slučaj očito i s kolektorom-uvodnikom izabrane automobilske turbopumpe.

U međuvremenu su se pojavili savremeni postupci brze izrade prototipova (Rapid Prototyping) i brza izrada kalupa i alata (Rapid Tooling), koji su dosegli punu zrelost industrijske implementacije. Međutim, i kod ovih "alata", bez obzira na sve njihove mogućnosti, nije moguće ići u izradu navedenih elemenata bez visoke doze sigurnosti u njihove karakteristike, jer ponavljanja i ovdje drastično uvećavaju ionako visoke troškove. Zbog toga savremene metode virtualnih analiza, čija je primjena u razvoju i dizajnu turbopumpi prikazana u ovoj monografiji, imaju svoje puno mjesto i opravdanje u metodikama proračuna i dizajna, kako turbomašina, tako generalno i svih drugih uređaja i tehničkih sistema.



a)



b)

Sl. 11.85 Model kolektora-uvodnika

- a) pogled od radnog kola i spirale, čije je ležište usječeno u model (uz sliku 10.3)
- b) pogled od ventilatora i hladnjaka motora (lijevo je ulazni otvor od hladnjaka)

11.6 Trodimenzionalne CFD analize od ulaza do izlaza turbopumpe

U postupku definisanja metodike, odnosno koncepta dizajna turbopumpi, generalno se mogu pojaviti dvije vrste zadataka. Kod prve vrste, radi se o zadatku rekonstrukcije, odnosno redizajna postojeće pumpe, s ciljem poboljšanja eksploatacionih karakteristika, dok se kod druge vrste radi o dizajnu potpuno nove pumpe.

Kada je u pitanju rekonstrukcija, susrećemo se prvo s potrebom provedbe CFD analiza za postojeću pumpu, da bi smo imali egzaktnije pokazatelje njenih karakteristika, koji nam trebaju za dalji rad. Ovakav slučaj imamo upravo kod analize izabrane postojeće turbopumpe.

Međutim, u oba slučaja, i kod rekonstrukcije i kod dizajna nove pumpe, imamo potrebu i za CFD analizama postojećih, odnosno ranije dizajniranih pumpi, koje su u praksi pokazale dobre eksploatacione karakteristike. Zapravo bi se moglo kazati da se obe vrste zadataka mogu svesti pod jedno – pod dizajn novih pumpi s ciljem poboljšanja njihovih karakteristika. U konstrukcionim biroima proizvođača pumpi ovaj momenat je posebno izražen, jer se tokom godina nakupljaju više ili manje uspješni modeli pumpi, koji onda konstruktorima predstavljaju osnovu kod dizajna novih modela. Na isti način i rezultati provedenih CFD analiza i zaključaka proisteklih iz njih, tokom vremena postaju dobra osnova dizajnerima pumpi u njihovom daljem radu.

Kod razmišljanja o što efikasnijoj provedbi trodimenzionalnih CFD analiza od ulaza do izlaza turbopumpi, zbog kompleksnosti geometrije modelâ toka vode i modelâ radnih elemenata pumpe, nameće se zahtjev za uvođenjem pojednostavljenja gdje god je to moguće. Prvo pojednostavljenje se odnosi na oblik spirale, i najjednostavnije je da to najprije bude spirala s pravouglim poprečnim presjekom (o čemu je već bilo govora), po mogućnosti i konstantne širine. Ovakav oblik omogućava brže generiranje mreže spirale. Dobro rješenje bi moglo biti i izrada programa–generatora mreže ovakve spirale za zadani spoljni prečnik radnog kola. Dobar razlog za ovakav način rada s pojednostavljenom spiralom je mogućnost da se i u ovoj fazi pojavi potreba za redizajnom radnog kola i promjenom njegovog spoljnog prečnika d_2 , čija izmjena zahtijeva i novi proračun i ponovno modeliranje spirale. Sve do konačnog utvrđivanja ovog prečnika, jednostavnije i brže je raditi s pomenutom uproštenom spiralom. Na kraju bi se morale provesti i analize s ciljem iznalaženja najpovoljnijeg oblika spirale, ali ovakav etapni rad, koji je ovdje predložen i već primjenjivan u ranijim fazama, omogućava fokusiranje na analize pojedinih segmenata pumpe, s postepenim proširenjima i usložnjavanjima analiza. Ovaj način omogućava, između ostalog i kvalitetnije pojedinačno sagledavanje uticaja pojedinih uticajnih parametara na karakteristike pumpe.

Drugi oblik pojednostavljenja sastoji se u uklanjanju kolektora-uvodnika, čija je uloga sakupljanja vode ranije objašnjena, tako da ispred radnog kola imamo samo prelazni dio, nazvan ulaz u radno kolo (kod izabrane turbopumpe to je prelazni cilindar), koji uvodi vodu u međulopatične kanale. Na ovaj način se može utvrditi i stepen uticaja kolektora-uvodnika na stepen iskorištenja pumpe.

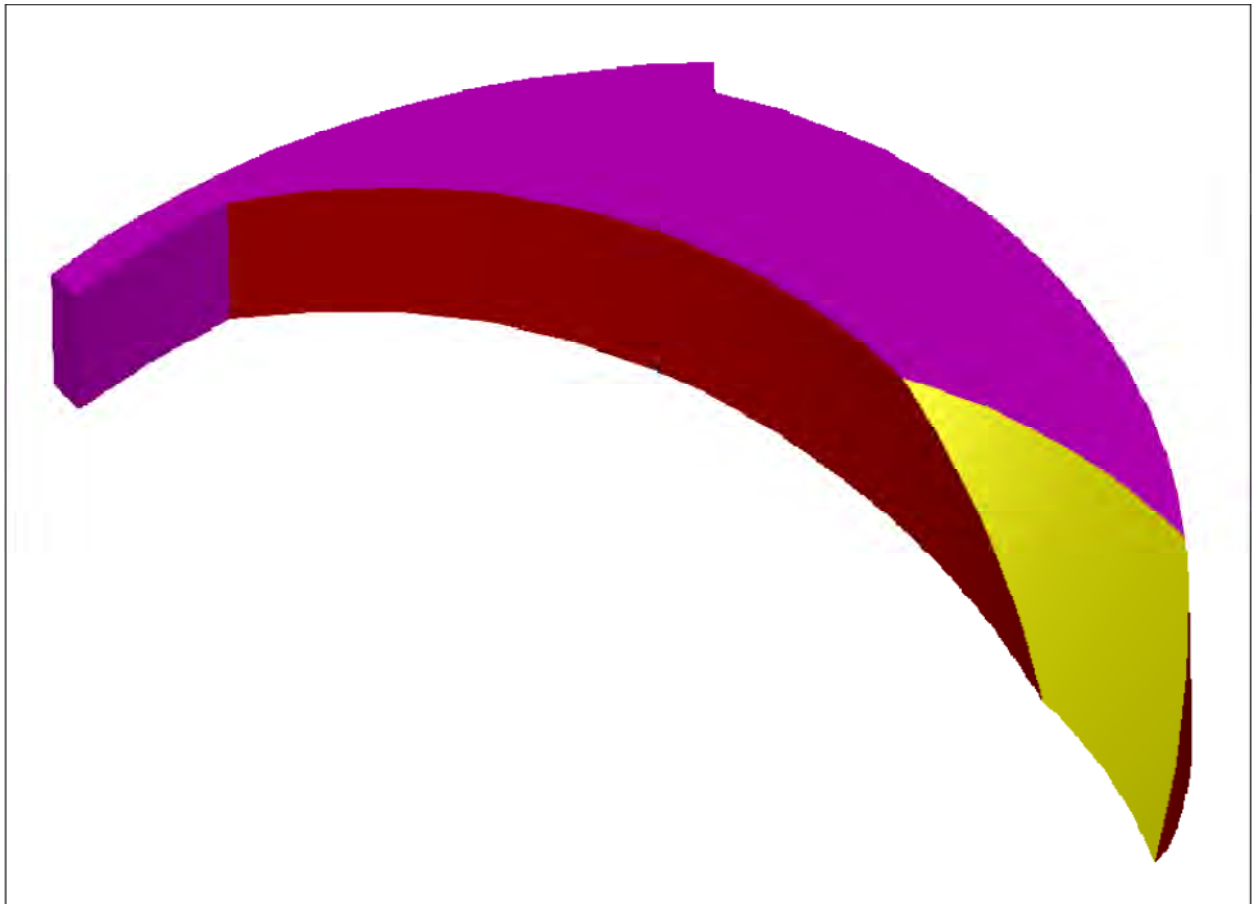
Za realizaciju trodimenzionalnih CFD analiza od ulaza do izlaza turbopumpe koristila su se, kao i u prethodnim fazama, dva tipa analiza, s dva različita pristupa rješavanja problema. Prvi egzaktn, u kome rotor pumpe stvarno rotira, i drugi približan, gdje svi dijelovi pumpe miruju, i u kome se problem rješava u dva različita koordinatna sistema, pri čemu jedan rotira brzinom radnog kola, a drugi miruje. Drugi pristup je tačan u slučaju kada je tok osnosimetričan na granici između dva subdomena (onog koji u stvarnosti rotira i fiksno).

Sve trodimenzionalne CFD analize su provedene na modelima izabrane automobilske turbopumpe. Prvo su realizovani proračuni primjenom egzaktnog načina rješavanja problema, i to najprije na modelu bez kolektora-uvodnika, čiju strukturu čine: ulaz u radno kolo (slika 11.60), modifikovani sprovodni međulopatični kanali, s dodatim prstenom na izlaznoj strani radnog kola (slika 11.86) i spirala (slika 11.83). Nakon toga su provedeni proračuni istog tipa na modelu u čiju strukturu je uključen i kolektor-uvodnik (slika 11.85). Slijedili su približni proračuni na modelu bez kolektora-uvodnika, s ciljem da se i u ovoj fazi uporede rezultati egzaktnog i približnog pristupa rješavanju.

11.6.1 Prilagodba modela međulopatičnog kanala za analize s rotiranjem fiktivnog radnog kola

Na modelu za prvi tip analiza, s rotiranjem fiktivnog radnog kola, moraju se formirati dva klizna interfejsa, na ulazu i izlazu iz međulopatičnih kanala. U strukturi razmatranog modela uključen je 3D model ulaza u radno kolo, čije je kreiranje, zajedno s odsijecanjem koničnog prstena na strani ispred ulaza u međulopatične kanale (koji će rotirati brzinom radnog kola, pri čemu će njegova unutrašnja konična površina tvoriti klizni interfejs s istovjetnom susjednom površinom preostalog dijela vode ulaza u radno kolo) detaljno prikazano u odjeljku 11.2.2.

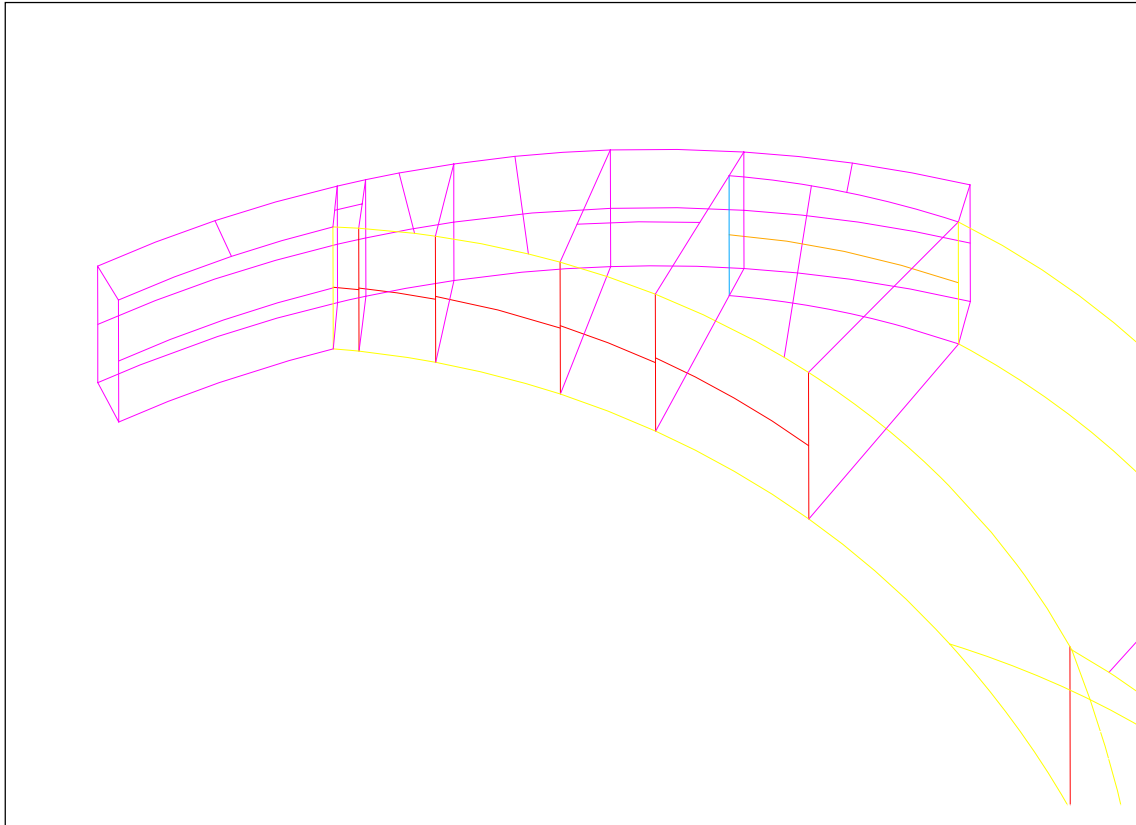
Drugi klizni interfejs se morao obezbijediti na izlaznom prečniku radnog kola, gdje voda iz međulopatičnih kanala ulazi u spiralu. Na način kako je to već rađeno kod modela za ravninske analize (odjeljak 11.1.1), na izlaznoj strani su međulopatični kanali skraćeni, tako da im je spoljni prečnik smanjen za izvjesnu dužinu, da bi se na uštrb tog skraćenja formirao tanki prsten ćelija, koji će rotirati zajedno s ćelijama vode u pomenutim kanalima. Probni proračuni su pokazali da debljina ovog prstena može biti značajno manja od one kakva se imala kod modela za trodimenzionalne analize od ulaza do izlaza turbopumpe. Zbog toga se ovim prstenom (koji kod CFD proračuna rotira brzinom radnog kola) može simulirati tanki sloj fluida u zazoru između radnog kola i spirale. Na slici 11.86 prikazan je modifikovan model sprovodnog međulopatičnog kanala (čije je kreiranje u izvornom obliku objašnjeno u odjeljku 11.2.1), s na izlaznoj strani kanala formiranim prstenastim segmentom (vanjski radijus segmenta jednak je vanjskom radijusu radnog kola, odnosno međulopatičnog kanala). Kopiranjem ovako modifikovanog međulopatičnog kanala oko ose rotacije kola, dobije se puni prsten, potreban za formiranje kliznog interfejsa.



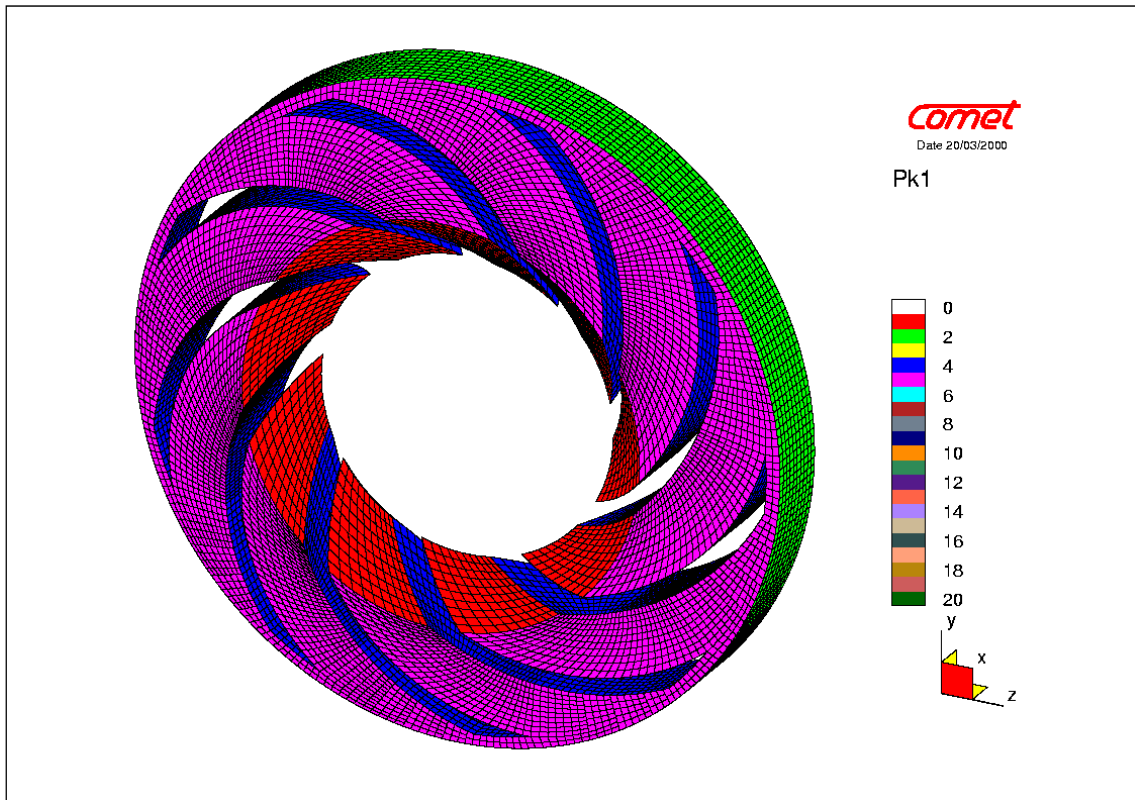
Sl. 11.86 Modifikovan model međulopatičnog kanala, za analize s rotiranjem fiktivnog radnog kola

11.6.2 Generiranje mreže izmijenjenog modela međulopatičnog kanala

Za generiranje mreže, prema slici 11.86 modifikovanog modela međulopatičnog kanala, na raspolaganju su u osnovi tri varijante. U prvoj, mreža se u cjelosti može kreirati od heksaedara. Da bi se izbjegla velika "deformiranost" ćelija, te prevelika gustoća elemenata u pojedinim dijelovima modela (zbog naglih suženja na istom), potrebno je izvršiti segmentiranje međulopatičnog kanala i to najprije na dva osnovna segmenta, tako da diobena površina odvaja izlazni dio kanala na mjestu gdje počinje njegovo sužavanje i formiranje izlaznog "špica", kako je to pokazano na slici 11.87. Isti postupak je primijenjen i za neke ravninske modele (slika 11.4 i 11.5). Za postizanje ravnomjernog rasporeda ćelija približno jednakih dimenzija, potrebno je izlazni segment podijeliti na određeni broj podsegmenta (slika 11.87). Na taj način se omogućava da se broj ćelija, idući ka užem dijelu kanala, postepeno smanjuje. Tako dobivena mreža za cijelo radno kolo prikazana je na slici 11.88. Stvar se u ovom slučaju unekoliko usložnjava zbog toga što na dodirnim površinama susjednih segmenata (gdje se verteksi susjednih ćelija ne poklapaju) moraju uspostaviti eksplicitne veze, uvođenjem proizvoljnih interfejsa. Kod ove varijante, većina kvalitetnih generatora mreža omogućava automatsko, ili poluautomatsko kreiranje mreža od heksaedara.



Sl. 11.87 Pogodno segmentiranje modifikovanog međulopatičnog kanala



Sl. 11.88 Mreža međulopatičnih kanala s dodatim prstenom na izlazu radnog kola

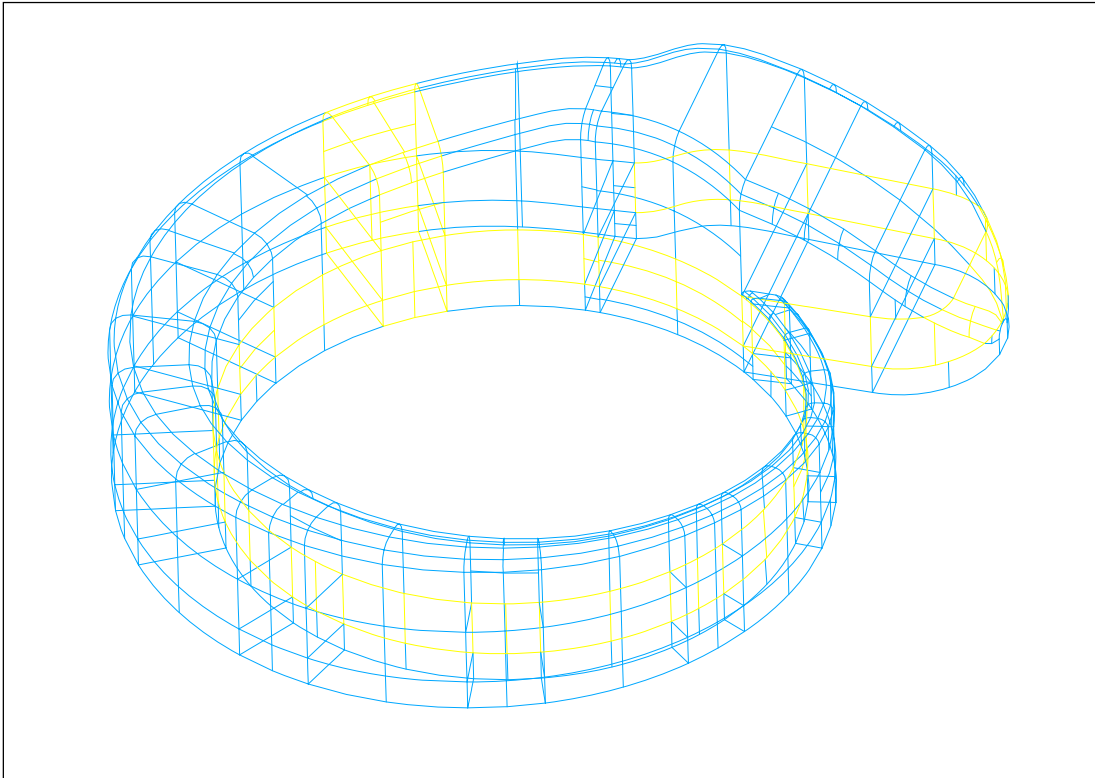
Proizvoljni interfejsi bi se mogli izbjeći ako bi se, idući ka vrhu izlaznog dijela kanala, broj ćelija postupno smanjivao uvođenjem određenog broja prizmi, što predstavlja drugu od pomenute tri varijante. Ovdje je problem što većina raspoloživih generatora mreža ne dozvoljavaju ni automatsko, a ni poluautomatsko generiranje mreža od heksaedara s uključivanjem prizmi. Na površinama segmenata je moguće kreirati ovakve mreže (i automatski i poluautomatski), kako je to rađeno kod ravninskog modela na slici 11.3, ali generatori za ovaj slučaj ne mogu ostvariti "popunu" odgovarajućim ćelijama u unutrašnjosti segmenata. Zbog toga u ovoj varijanti ostaje mogućnost da se prilikom kreiranja segmenata u izlaznom dijelu kanala napravi jedan ili više prelaznih segmenata, u kojima bi se manuelno kreirao prelazni sloj ćelija, uključujući i potreban broj prizmi, za prelazak s većeg na manji broj ćelija, idući u smjeru izlaza iz međulopatičnog kanala.

U trećoj varijanti se za kreiranje mreže međulopatičnog kanala mogu koristiti i tetraedri. Jedna od takvih situacija je kada se u izlaznom dijelu kanala u obliku špica mreža generira automatski od tetraedara, da bi se na ovaj način broj proizvoljnih interfejsa u jednom kanalu sveo na jedan (u slučaju da je mreža prvog segmenta u smjeru dolaska fluida kreirana od heksaedara). Na dodirnim površinama dodatih prstenastih segmenata potrebno je izvršiti sjedinjavanje čvorova koji se poklapaju. U ovom slučaju se dešava da se pozicije čvorova, koji bi trebalo da se poklapaju, matematski ne podudaraju (ovo se pojavljuje samo kod tetraedara), što onda iziskuje povećanje područja "zahvatanja" čvorova, a to u slučaju sitnije mreže može potpuno onemogućiti operaciju sjedinjavanja čvorova. Jedino preostalo rješenje tada je formiranje proizvoljnih interfejsa i na ovim mjestima.

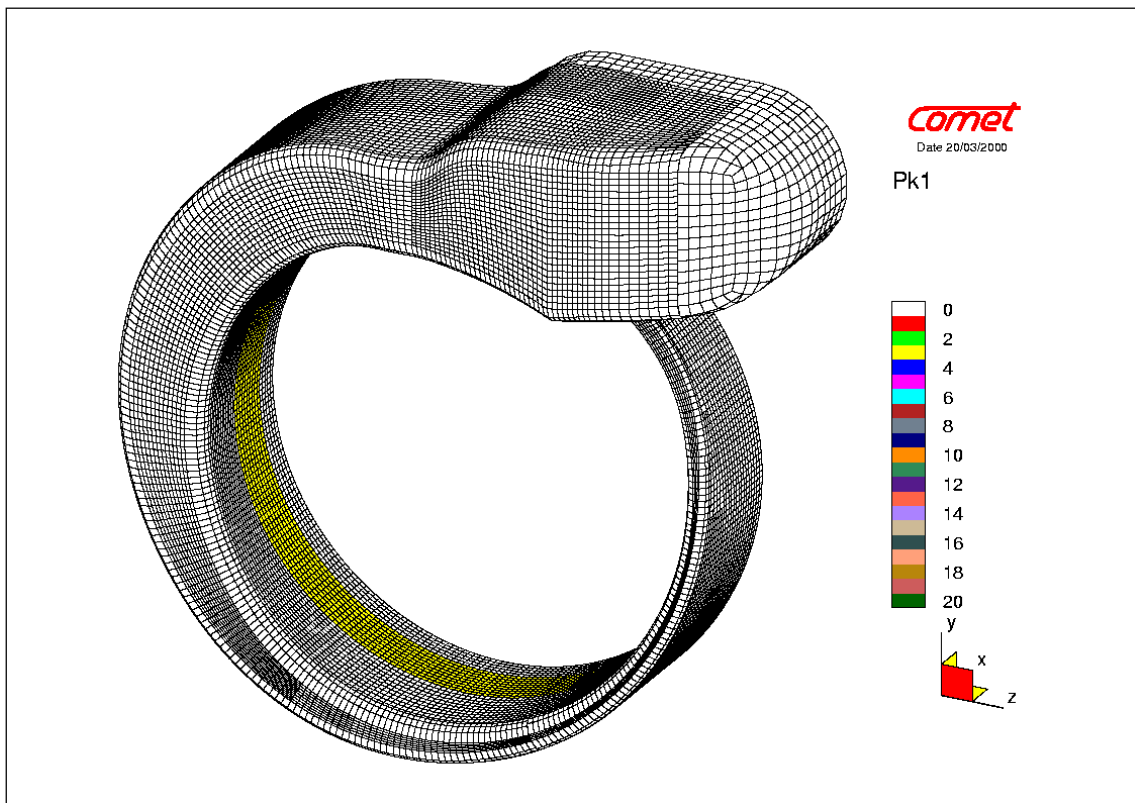
11.6.3 Generiranje mreže spirale i obezbjeđenje kliznog interfejsa

Nakon kreiranja modela spirale, potrebno je, zbog stvaranja preduslova za generiranje optimalne mreže u zoni drugog kliznog interfejsa (na dodiru spirale i obodne površine dodatog prstena na izlazu međulopatičnih kanala), te zbog izbjegavanja prevelike gustoće elemenata u pojedinim dijelovima, pogodno segmentirati ovaj model, na način kako je to prikazano na slici 11.89. Postupak "sječanja" proveden je tako da su najprije položene dvije ravnine paralelne osnovi diska kola, koje prolaze kroz obodne ivice izlazne strane međulopatičnih kanala. Na slici 11.89 žutom bojom su označene sve linije sječanja. Opisanim postupkom dobiven je segment s prstenastom unutrašnjom površinom (žuta površina na modelu spirale s generiranom mrežom, na slici 11.90), koja će sa zeleno obojenom obodnom površinom modela na slici 11.88 tvoriti klizni interfejs. Na ovaj način se mogu kreirati mreže s gotovo identičnim topologijama ćelija na dodirnim površinama koje tvore klizni interfejs.

Dalje segmentiranje modela spirale provedeno je tako da je kroz osu obrtanja zrakasto položen određeni broj ravnina "sječanja". Konture jednog ovako dobivenog isječka prikazane su žutom bojom na slici 11.89. Ovi segmenti su omogućili postupno smanjenje broja ćelija, potrebno zbog suženja spirale, idući ka njenom repu, kako se to može vidjeti na slici 11.92, koja pokazuje i mrežu spirale u pogledu od strane motora. Na mjestima promjene broja ćelija uvedeni su proizvoljni interfejsi.



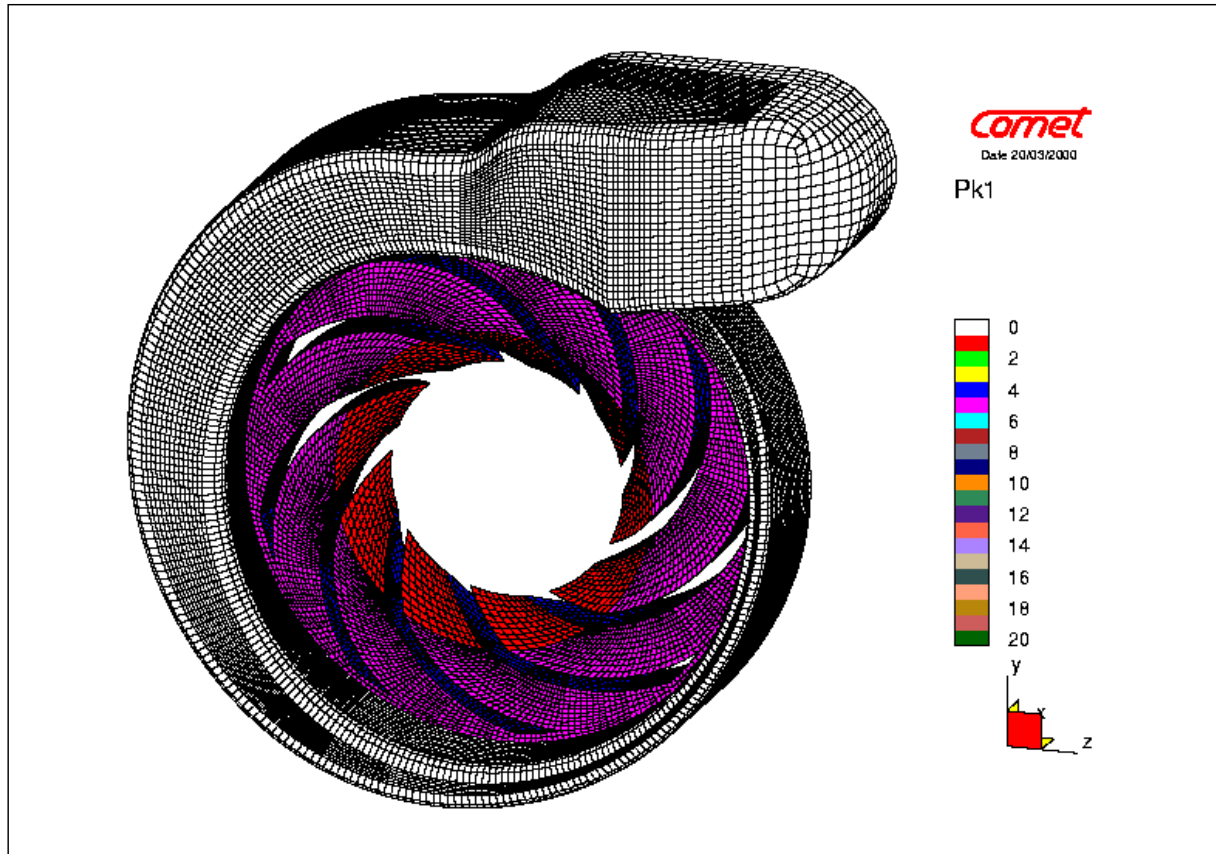
Sl. 11.89 Prikaz provedenog postupka segmentiranja spirale izabrane turbopumpe



Sl. 11.90 Mreža spirale izabrane turbopumpe sa žuto obojenom prstenastom površinom drugog kliznog interfejsa

11.6.4 Struktura prvog modela izabrane automobilske turbopumpe za analize s rotiranjem radnog kola i primijenjeni granični uvjeti

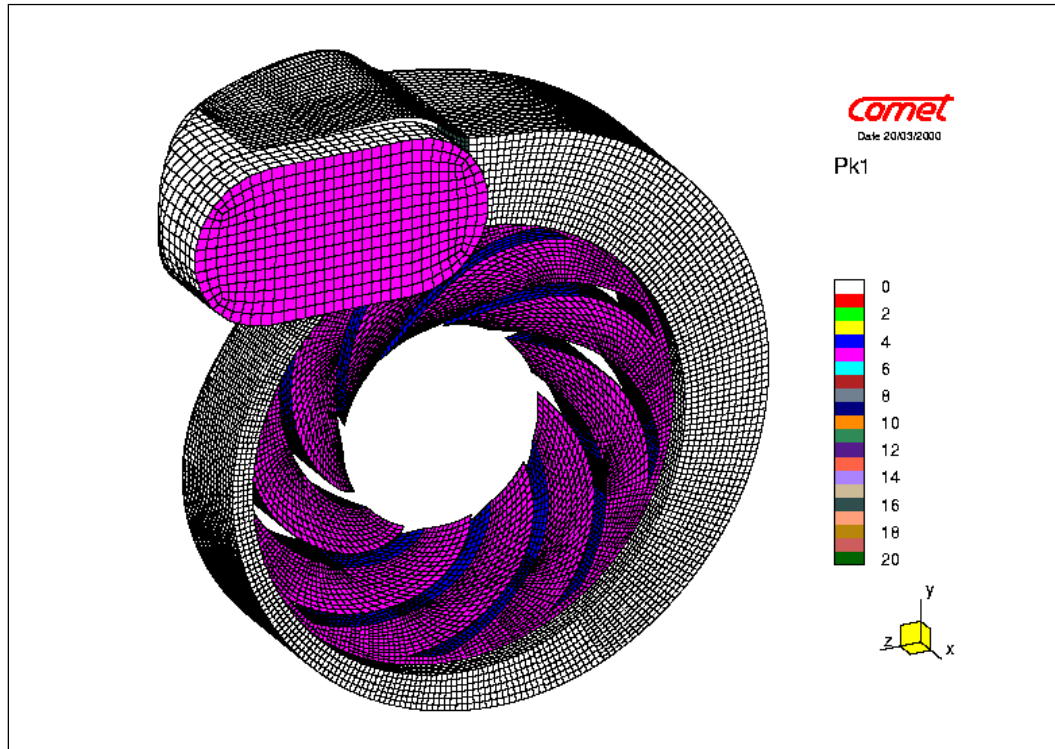
Na slici 11.91 prikazana je mreža međulopatičnih kanala i spirale (pogled od strane hladnjaka i ventilatora) prvog modela izabrane automobilske turbopumpe za analize s rotiranjem fiktivnog radnog kola, a na slici 11.92 dat je pogled na istu mrežu od strane motora.



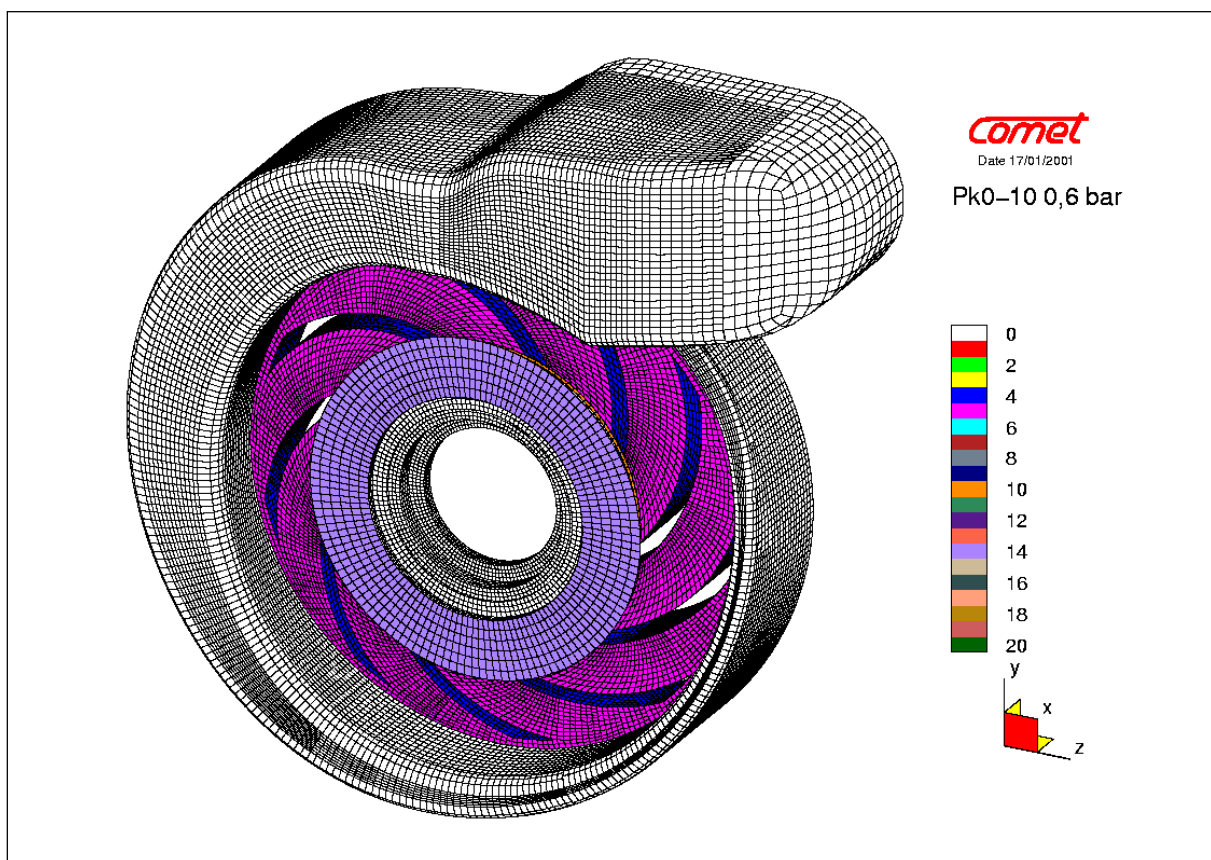
Sl. 11.91 Mreža međulopatičnih kanala i spirale prvog modela izabrane automobilske turbopumpe, za analize s rotiranjem radnog kola - pogled od strane hladnjaka

Dodavanjem mreže ulaza u radno kolo, prikazane na slici 11.61 (s inkorporiranim prstenom za formiranje prvog kliznog interfejsa, na ulazu u radno kolo), dobivena je mreža prvog modela cijele izabrane turbopumpe (bez kolektora-uvodnika), za analize s rotiranjem radnog kola (slika 11.93). Podaci o mreži i kliznom interfejsu, te o provedenom numeričkom eksperimentu, dati su za ovaj model u tabeli 11.3 i 11.4.

Kod prikazanog prvog modela izabrane turbopumpe, simuliran je opći napor Δp , odnosno razlika pritiska na ulazu i izlazu modela. To je ostvareno tako što je kod svih proračuna na ulazu u model (plava granična površina na ulazu u radno kolo, na slici 11.93) specificiran pritisak $p = 0$ bar, a na izlazu iz spirale (izlazna površina na glavi spirale obojena ljubičastom bojom, prema slici 11.92), kod prvog slučaja proračuna zadan je pritisak od 0,4 bar, da bi se kod slijedećih proračuna ovaj pritisak povećavao za po 0,2 bar, sve do pritiska od 1,2 bar, pri kojem više nije bilo protoka.



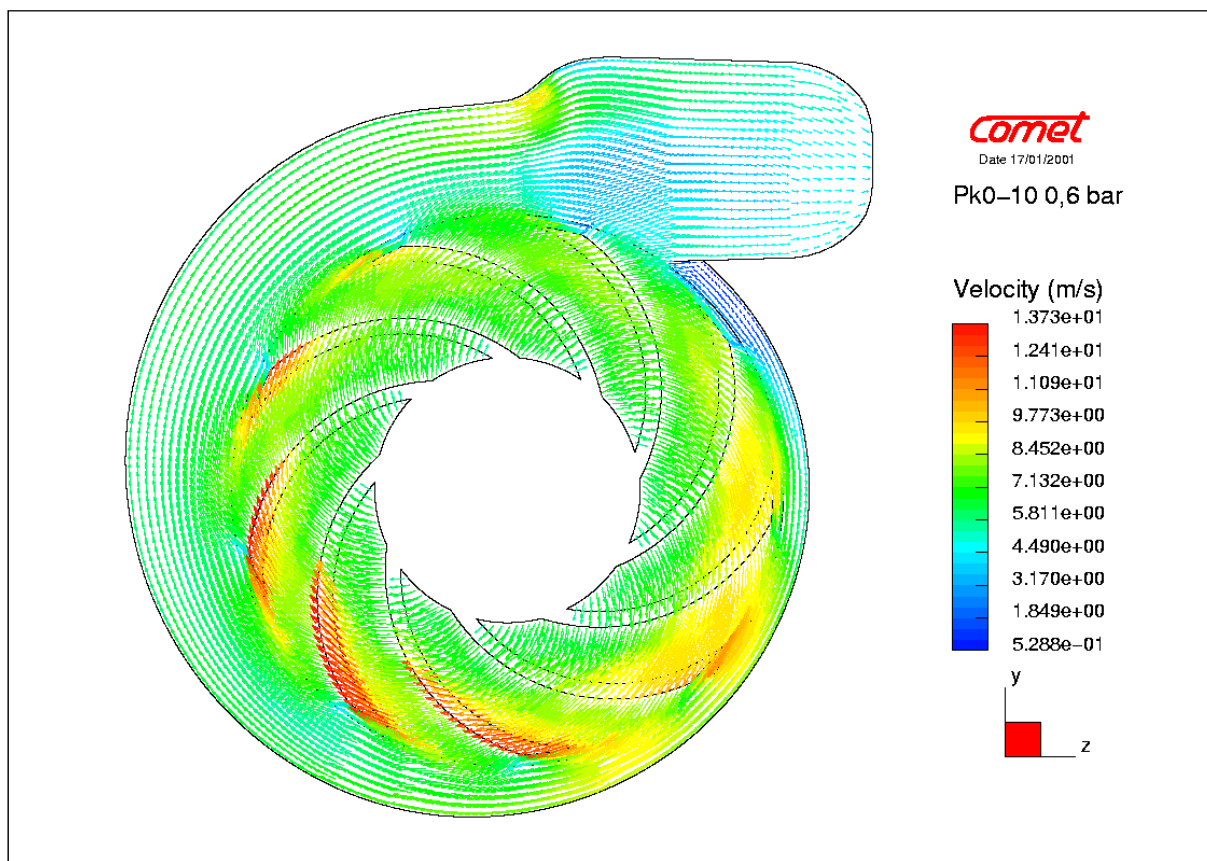
Sl. 11.92 Mreža sa slike 11.91 - pogled od strane motora



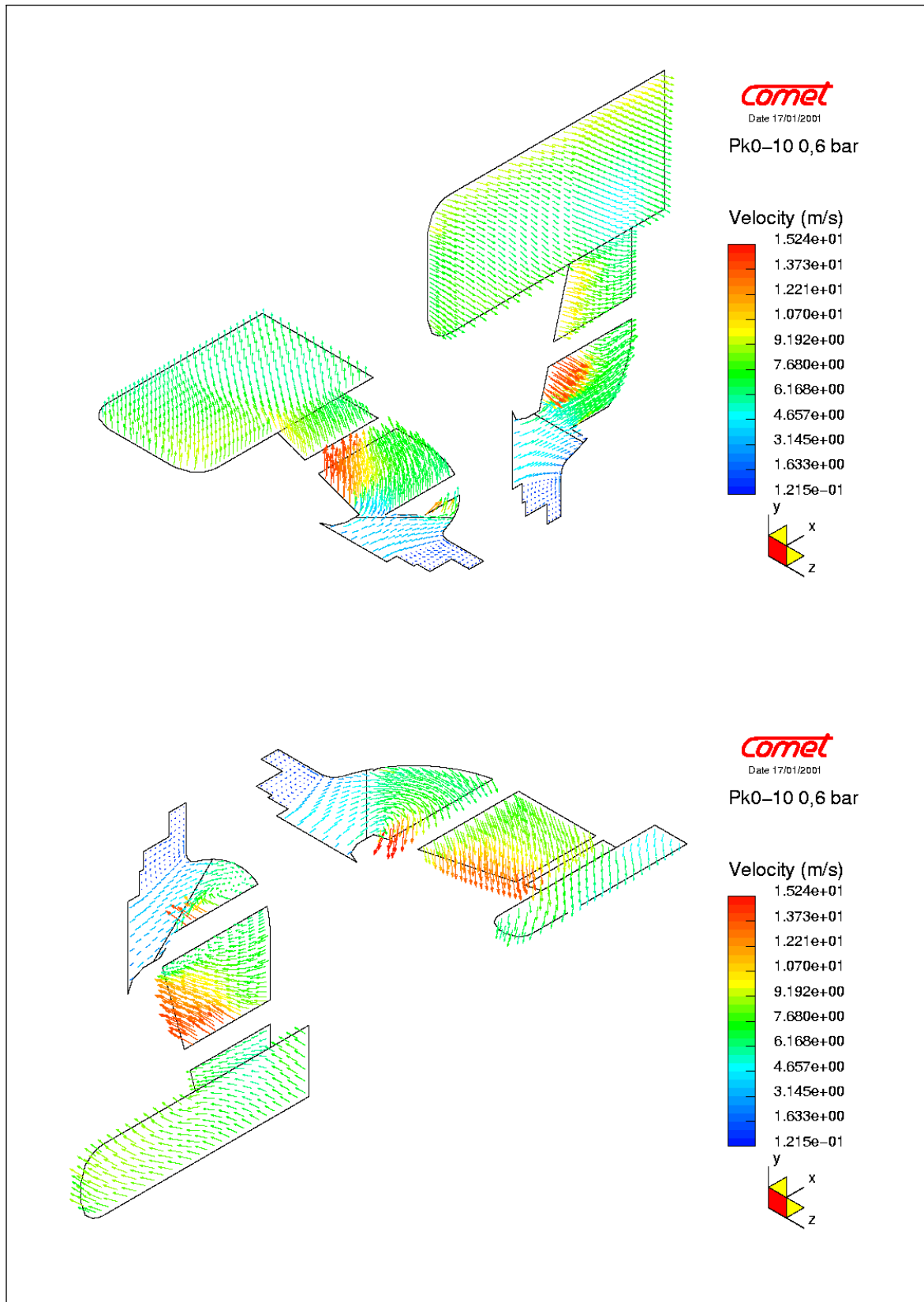
Sl. 11.93 Mreža prvog modela izabrane turbopumpe za analize s rotiranjem radnog kola

11.6.5 Rezultati tranzientnih analiza s rotiranjem radnog kola prvog modela izabrane automobilske turbopumpe

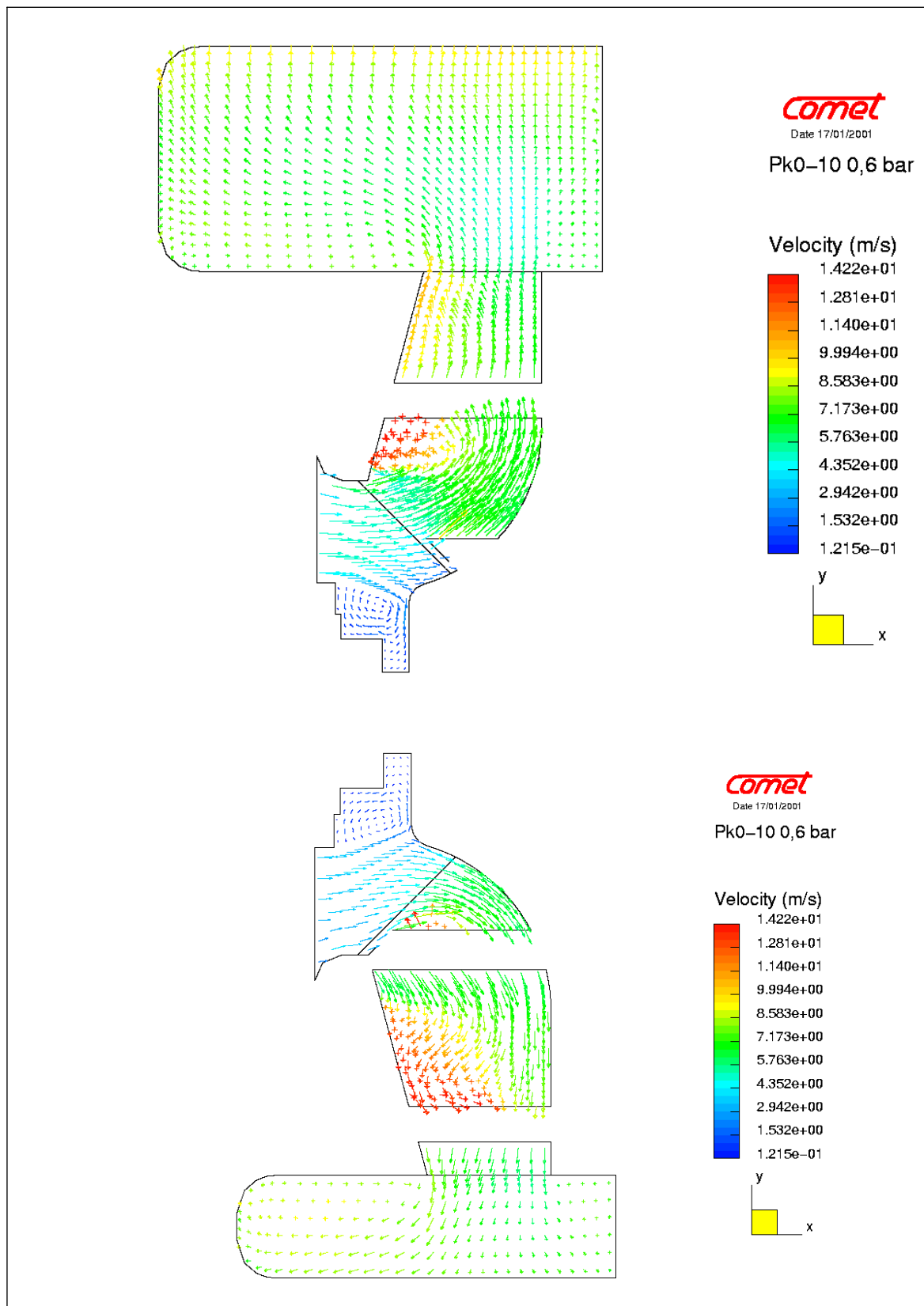
Rezultati tranzientnih analiza prvog modela izabrane automobilske turbopumpe (slika 11.93), s rotiranjem fiktivnog radnog kola ($n = 3000$ o/min) i s graničnim uvjetima kojima je simuliran opći napor Δp (pritisak na ulazu $p = 0$ bar i odgovarajući pritisak na izlazu iz raspona od 0,4 do 1,2 bar), dati su na slijedećim slikama. Na slikama 11.94 do 11.97 dati su prikazi rasporeda brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima i spirali, a na slici 11.98 i 11.99 relativne brzine u istim kanalima pomenutog prvog modela, kod proračuna s općim naporom Δp od 0,6 bar, a nakon deset obrtaja fiktivnog kola, odnosno, nakon perioda u trajanju od 0,2 s. Na slici 11.100 dat je prikaz rasporeda pritiska u međulopatičnim kanalima i spirali prvog modela (izostavljen je ulaz u radno kolo), u pogledima od strane hladnjaka i motora. Na slici 11.101 je prikaz rasporeda pritiska u meridijalnim presjecima (ravni presjeka: $z = 0$ i $y = 0$), na slici 11.102 raspored pritiska u ortogonalnom presjeku međulopatičnih kanala i spirali, dok je na slici 11.103 dat raspored pritiska u glavi spirale. Ortogonalni presjeci na slikama: 11.94, 11.98 i 11.102 formirani su na udaljenosti 6 mm od dna međulopatičnog kanala, odnosno 12 mm od osnove diska radnog kola (prema slici 10.4), ili približno po sredini dubine kanala.



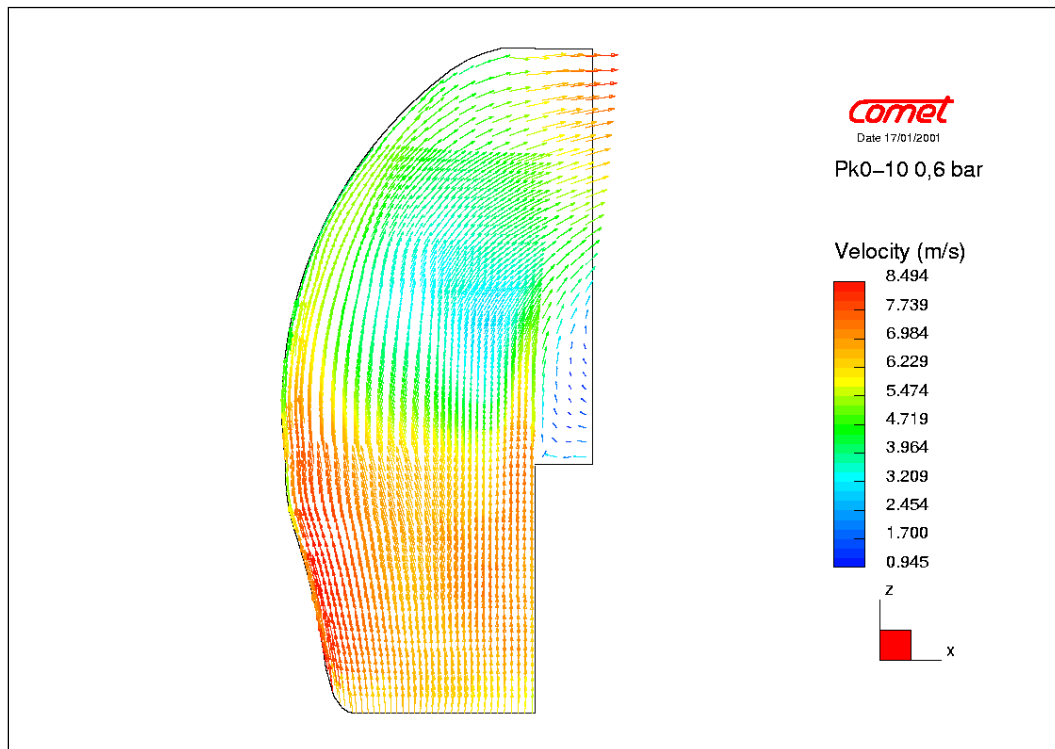
Sl. 11.94 Raspored brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 6 mm od dna kanala) prvog modela izabrane automobilske turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



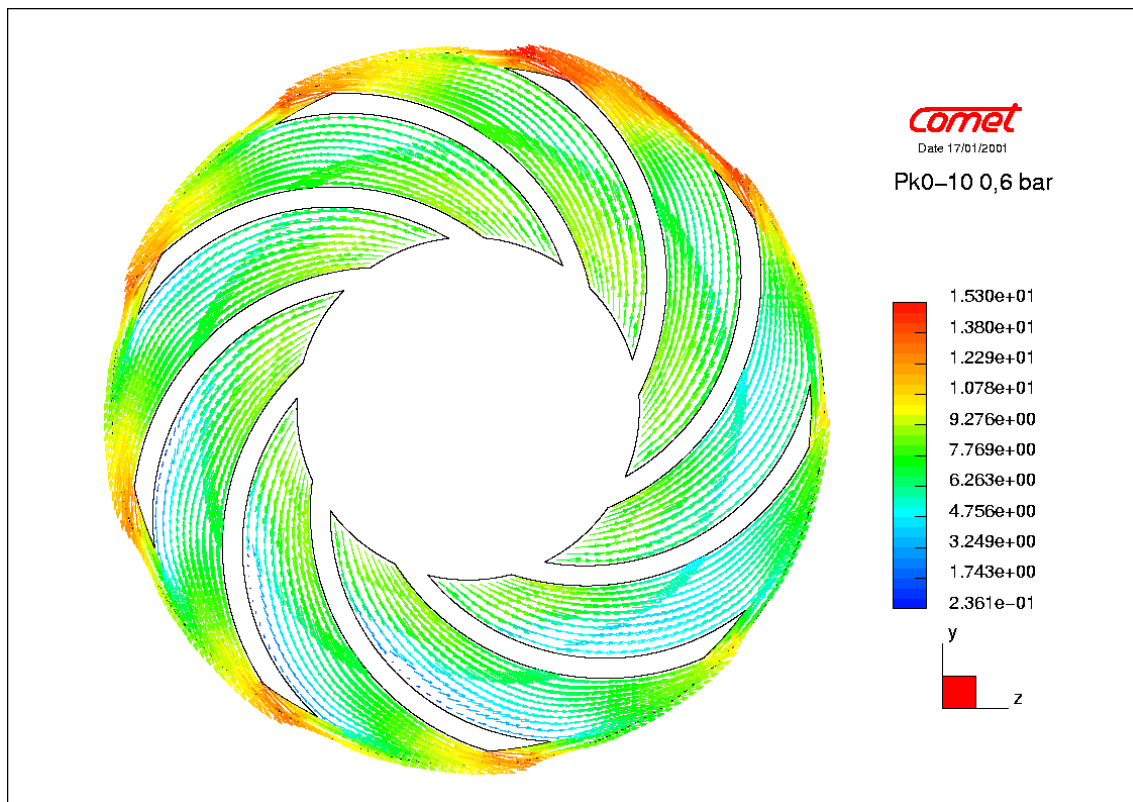
Sl. 11.95 Raspored brzine u međulopatičnim kanalima i spirali (meridijalni presjeci) prvog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



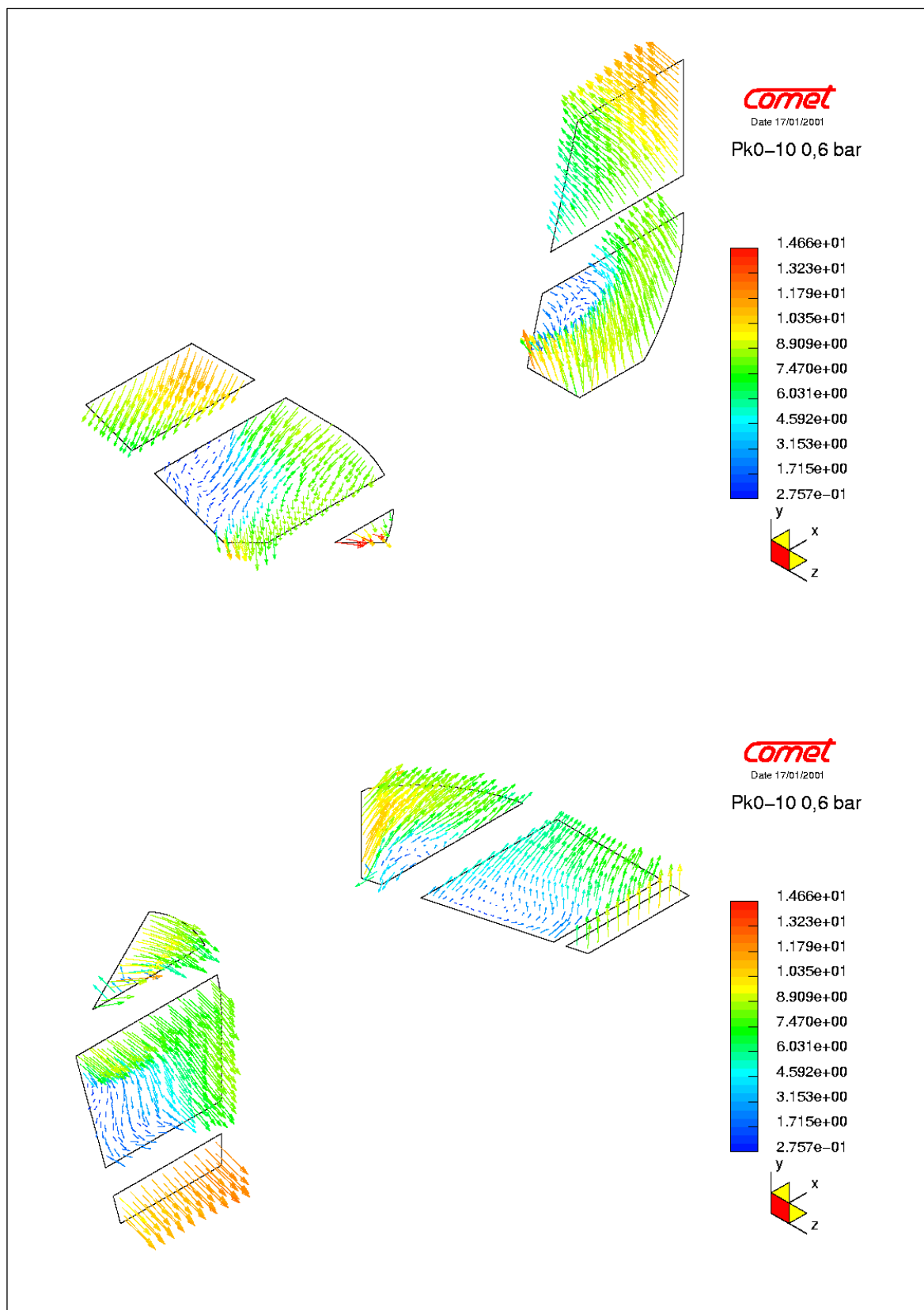
Sl. 11.96 Raspored brzine u međulopatičnim kanalima i spirali (meridijalni presjek) prvog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



Sl. 11.97 Raspored brzine u glavi spirale prvog modela (presjek u ravni $y = 64$ mm, sl. 11.2)



Sl. 11.98 Raspored relativne brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (presjek kao na slici 11.94) prvog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



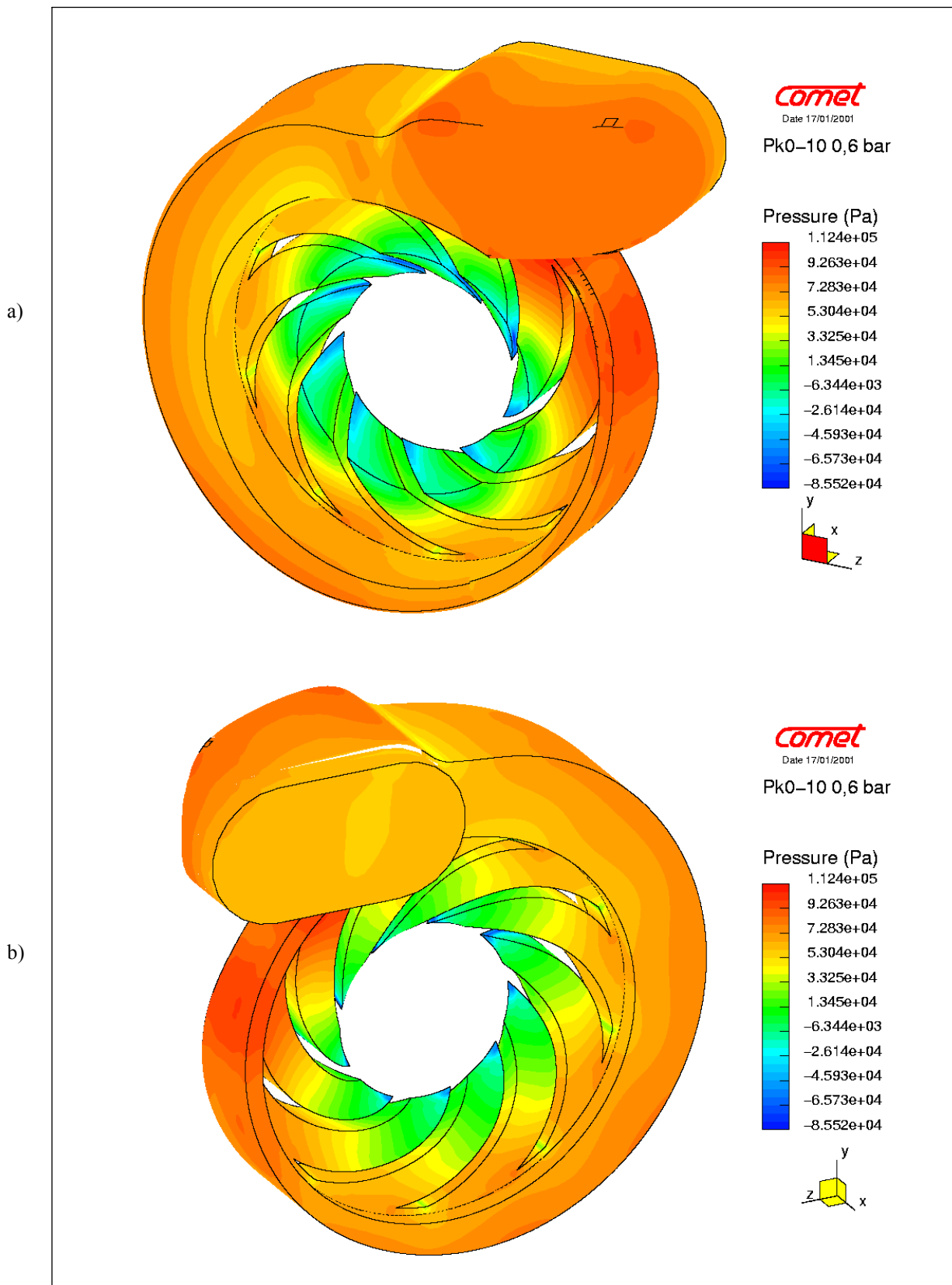
Sl. 11.99 Raspored relativne brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (meridijalni presjeci) prvog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar

Uporedbom rezultata tranzientnih analiza s rotiranjem radnog kola prvog modela izabrane automobilske turbopumpe s rezultatima odgovarajućih ravninskih modela, kao i trodimenzionalnih modela sprovednih međulopatičnih kanala bez spirale, mogu se već dobiti odgovori na neka od pitanja u vezi s mogućnostima i stepenom upotrebljivosti predložene metodike proračuna i dizajna malih centrifugalnih turbopumpi (u ovom slučaju automobilskih). Tako se uporedbom prikaza rasporeda brzine (slika 11.94) i rasporeda pritiska (slika 11.102) modela prikazanog u ovom odjeljku, s odgovarajućim prikazima u odjeljku 11.1.3 za ravninski model kreiran na bazi geometrije izabrane turbopumpe (slika 11.8 i 11.9), može konstatovati da se već ravninskim modelima može za radijalne turbopumpe s cilindričnim kružno-lučnim lopaticama dobiti kvalitetna predodžba o strujanju unutar pumpe, kao i određeni pokazatelji karakteristika pumpe, o čemu će biti govora u daljem tekstu. Time se još jednom potvrdilo da se ravninski modeli mogu uspješno koristiti u funkciji izbora oblika i broja lopatica radijalnih radnih kola s cilindričnim lopaticama.

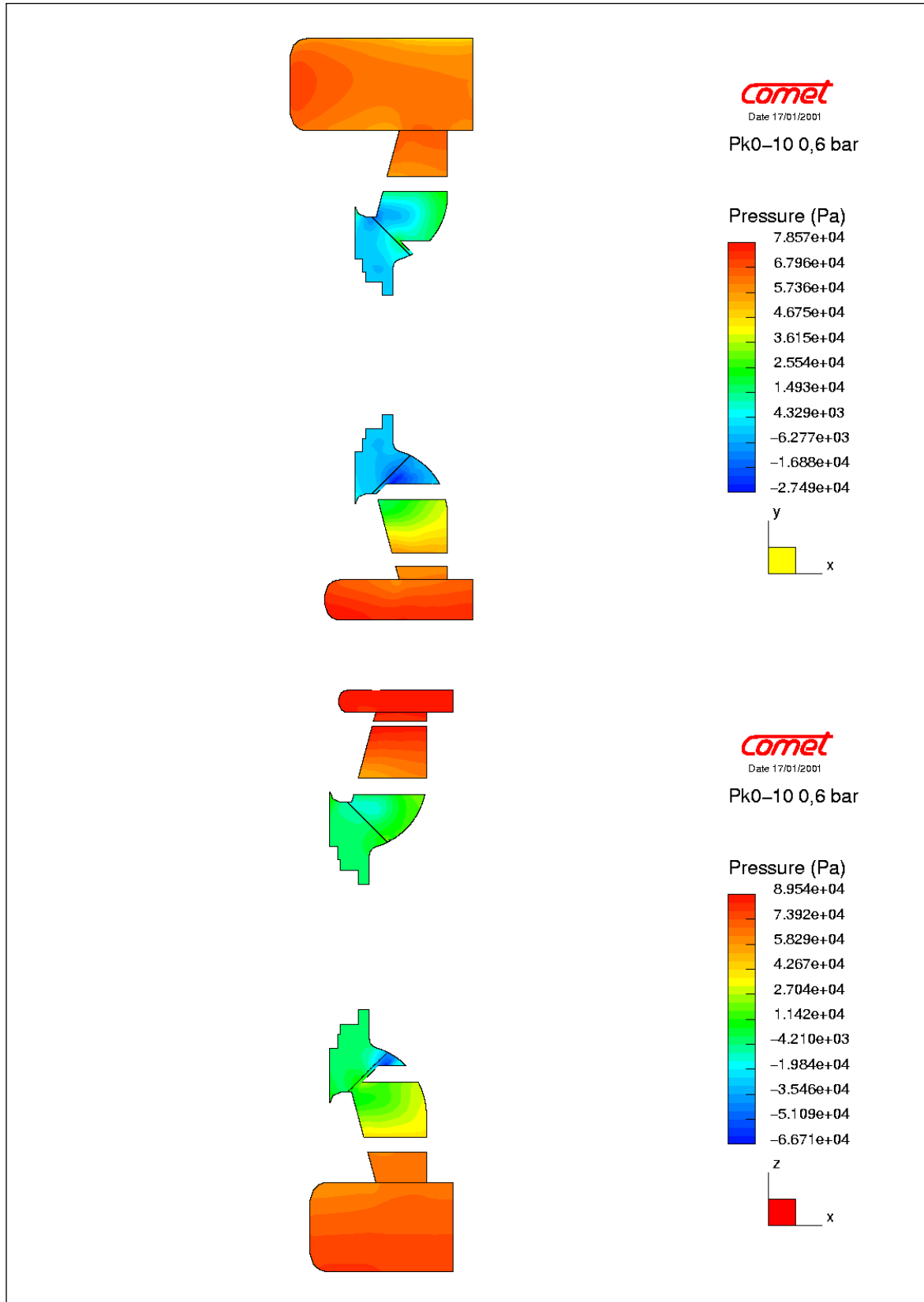
Na osnovu rezultata analizâ modela sprovednih međulopatičnih kanala bez spirale, do kojih se došlo u fazi izbora oblika ovih kanala (odjeljak 11.3.3), može se, poslije realizacije proračuna prvog modela cijele izabrane turbopumpe, kakav je model analiziran u ovom odjeljku, konstatovati visok stepen upotrebljivosti pomenutih trodimenzionalnih modela bez spirale. Osim toga, ovi modeli pružaju i mogućnost da se sagleda stepen uticaja spirale na strujanje u međulopatičnim kanalima. Tako se na slikama rasporeda brzine i relativne brzine prvog modela izabrane turbopumpe (slike: 11.95 do 11.99) može vidjeti da spirala u određenoj mjeri "suzbija" tok radnog fluida pri njegovom isticanju iz međulopatičnih kanala, što je najviše izraženo u kanalima koji su u kontaktu s dijelom spirale u području od njenog repa pa do zone nešto izraženijeg povećanja poprečnog presjeka iste. Ova pojava se najizrazitije može vidjeti na donjem dijelu slike 11.96. Osim toga, kod razmatranog modela sa spiralom prisutno je i povećanje "mrtve" zone, u području oštrog prelaza fluida iz uvodnog dijela u same međulopatične kanale, koja prema gornjem dijelu slike 11.96 dopire gotovo do polovine dubine kanala. Karakter rasporeda relativne brzine (prema slikama: 11.75, 11.76, 11.98 i 11.99) gotovo je identičan, uz pomenuto povećanje "mrtve" zone i stanovito usporavanje struje kod modela sa spiralom.

Kad je u pitanju spirala izabrane turbopumpe, očekivalo se da će ona zbog svog nestandardnog oblika "praviti" veće probleme i imati izraženije negativan uticaj na strujanje u pumpi. Pored već konstatovanih problema, koji se mogu pripisati spirali, slike rasporeda brzine i pritiska u prvom modelu izabrane turbopumpe (slika 11.95 i 11.100) pokazuju da se karakteru strujanja u ovom dijelu pumpe može dati prolazna ocjena, uz konstataciju da bi redizajn istog u ovom slučaju svakako bio poželjan.

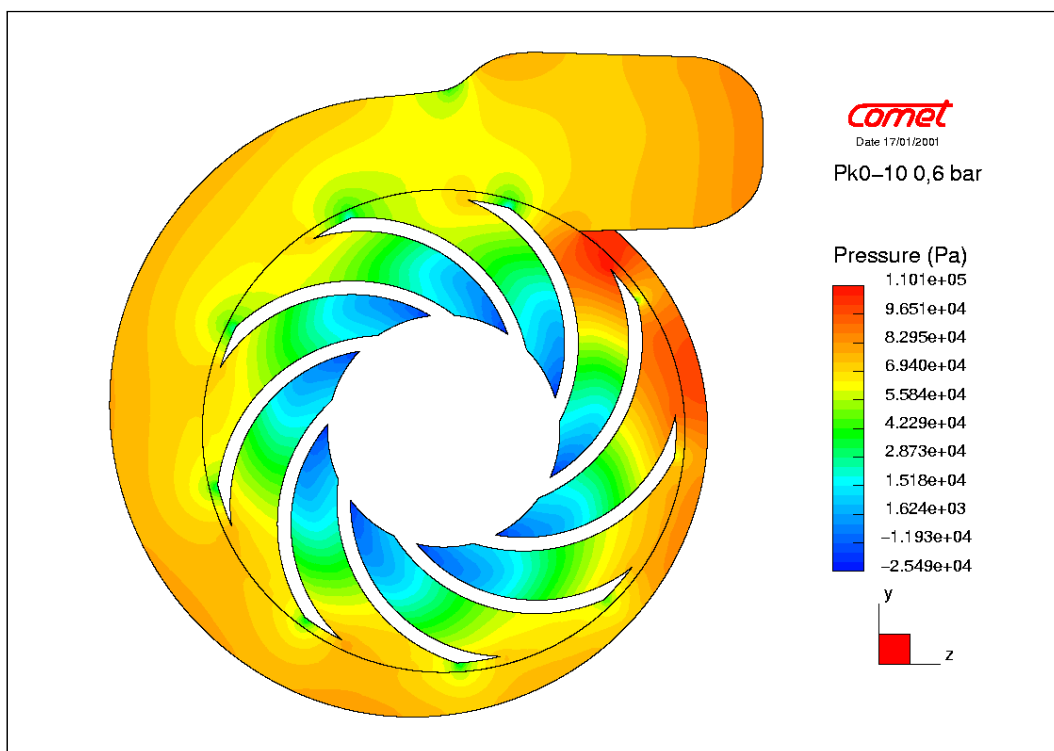
Na slici 11.104 date su krive promjene protoka Q , a na slici 11.105 krive promjene momenta M_x na lopaticama radnog kola, u funkciji vremena, za različite veličine općeg napora Δp . Na prvom od navedena dva dijagrama može se vidjeti da su i protok i oscilacije protoka veći što je Δp manji. Model pumpe ima najmanje oscilacije protoka kod $\Delta p = 1$ bar. Isti karakter imaju i krive promjene momenta na lopaticama fiktivnog radnog kola modela. S povećanjem općeg napora Δp , smanjuju se i srednja vrijednost i amplituda pomenutog momenta. Krive promjene amplituda oscilovanja protoka Q i momenta M_x u funkciji općeg napora Δp prikazane su na slici 11.106 i 11.107. Na ovom mjestu se želi posebno istaći činjenica da su kod odgovarajućeg ravninskog modela, obrađenog u odjeljku 11.3.3, dobiveni dijagrami promjene protoka Q i momenta M_x istog karaktera kao kod prvog modela izabrane turbopumpe. Na slici 11.10 i 11.11 može se vidjeti da su oscilacije protoka i momenta najveće kod $\Delta p = 0,4$ bar, a najmanje kod $\Delta p \cong 1$ bar, što je gotovo identično kao kod u ovom poglavlju analiziranog trodimenzionalnog modela.



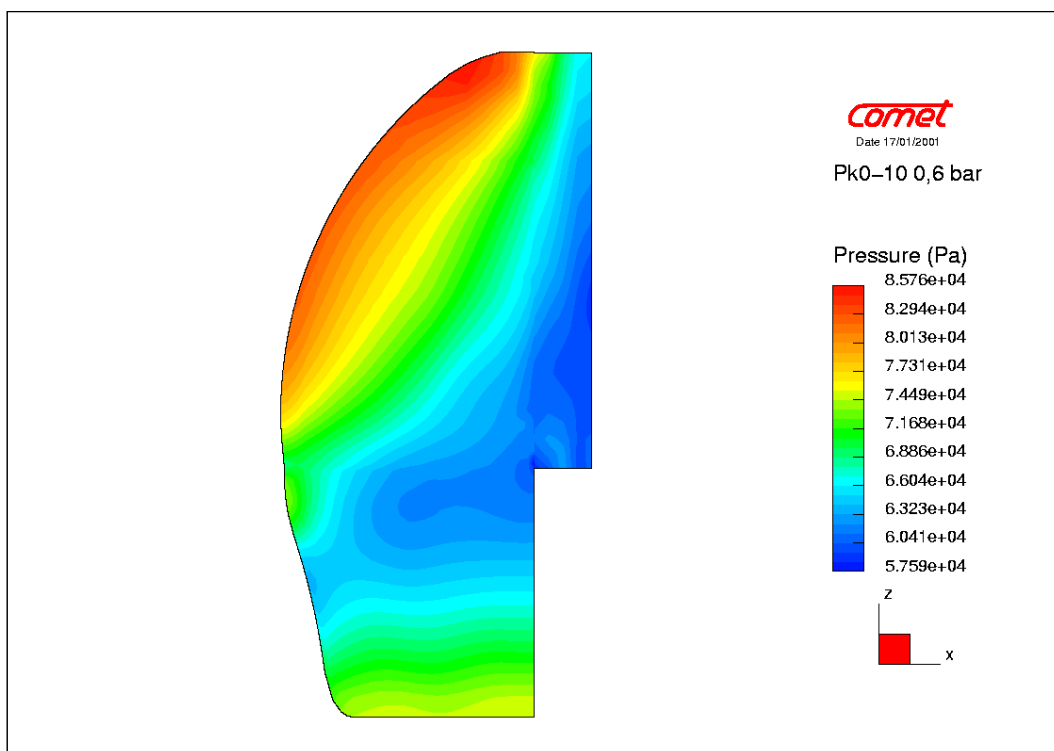
Sl. 11.100 Raspored pritiska u prvom modelu izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i za opći napor $\Delta p = 0,6$ bar
a) pogled od hladnjaka, b) pogled od motora



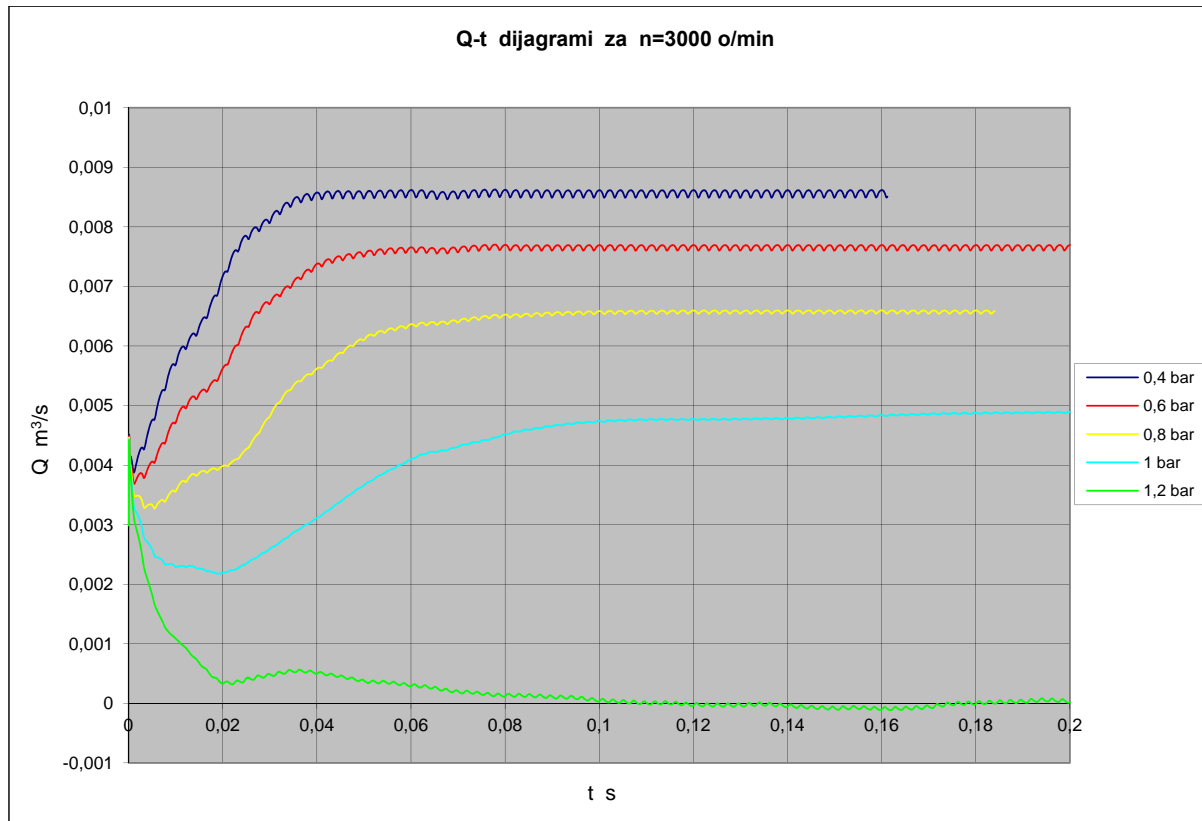
Sl. 11.101 Raspored pritiska u sprovodnim međulopatičnim kanalima (meridijalni presjeci) prvog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



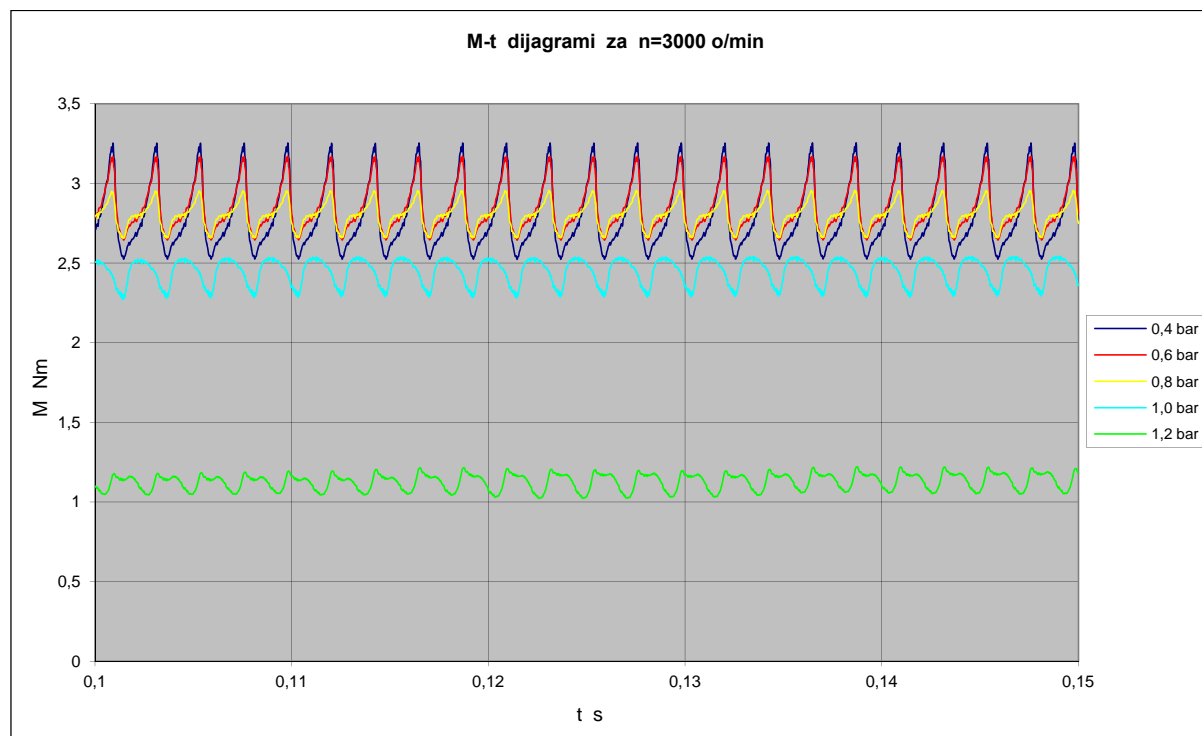
Sl. 11.102 Raspored pritiska u međulopatičnim kanalima i spirali (ortogonalni presjek 6 mm od dna kanala) prvog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



Sl. 11.103 Raspored pritiska u glavi spirale prvog modela izabrane turbopumpe (presjek u ravni $y = 64$ mm, prema slici 11.2)

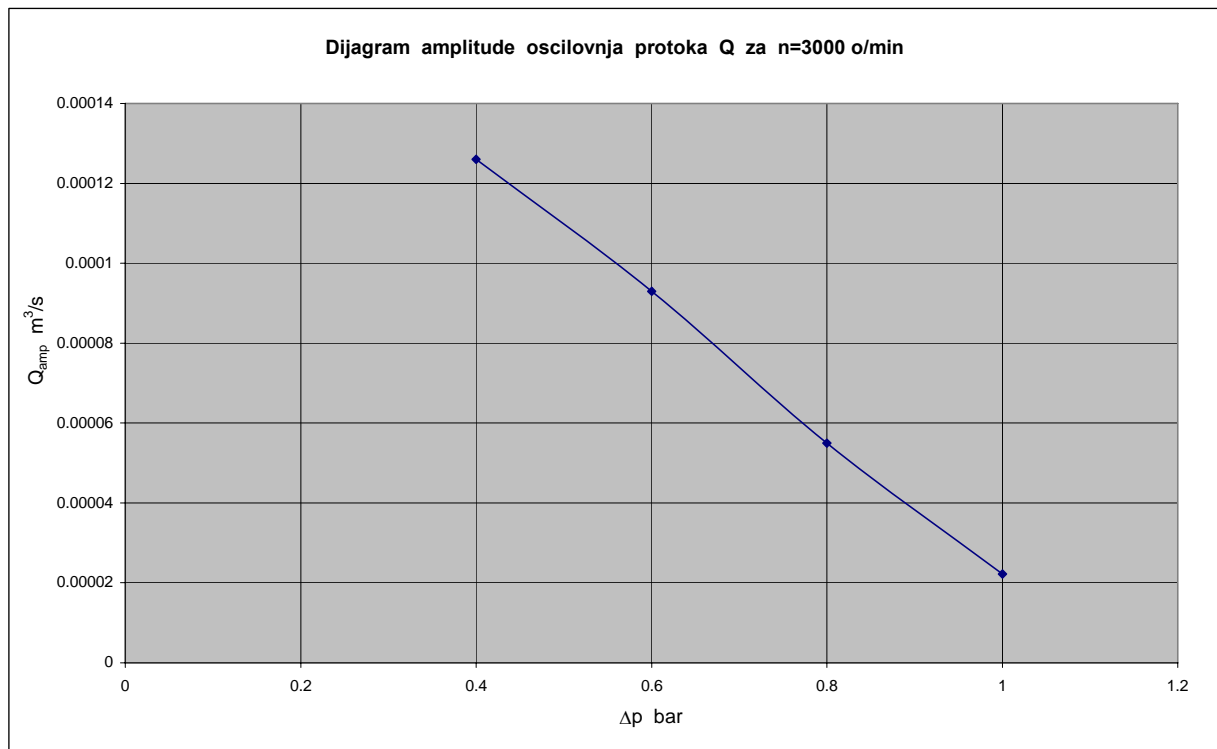


Sl. 11.104 Promjena protoka Q u funkciji vremena za prvi model izabrane turbopumpe i proračun s rotiranjem radnog kola, a za različite veličine općeg napora Δp ($0,2 \text{ s} = 10$ obrtaja)

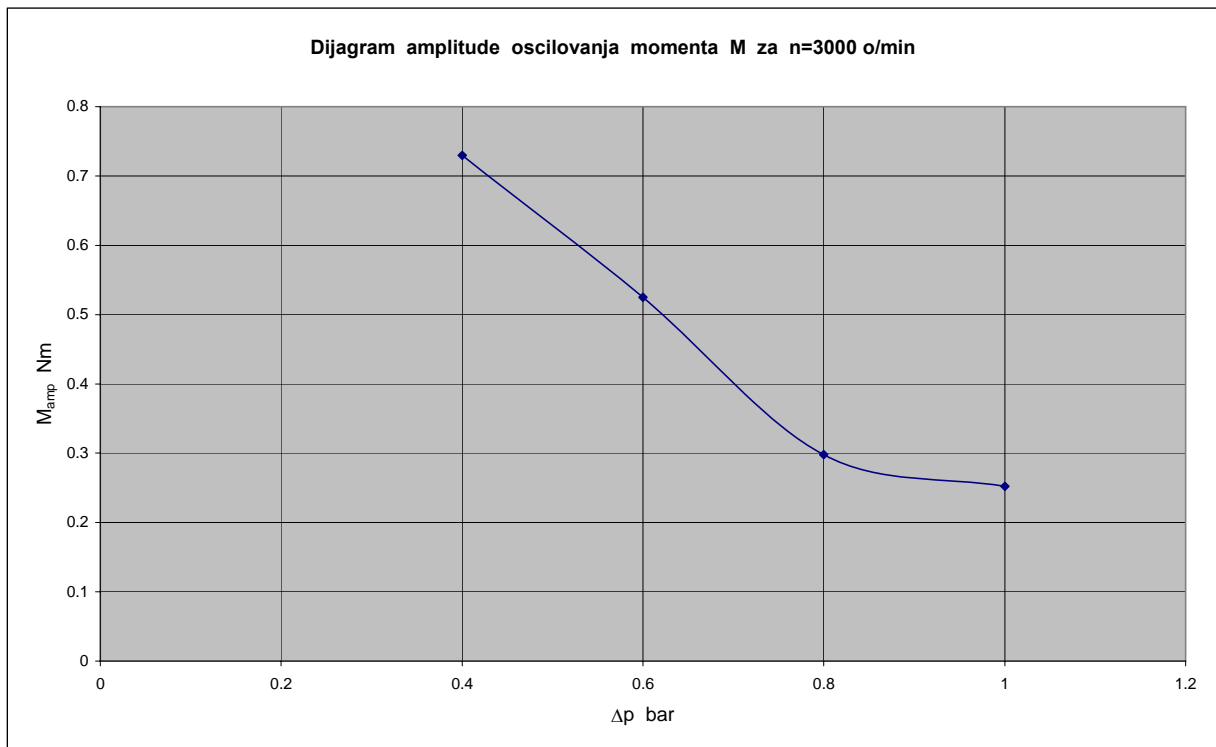


Sl. 11.105 Promjena momenta M_x u funkciji vremena za prvi model izabrane turbopumpe i proračun s rotiranjem radnog kola, a za različite veličine općeg napora Δp

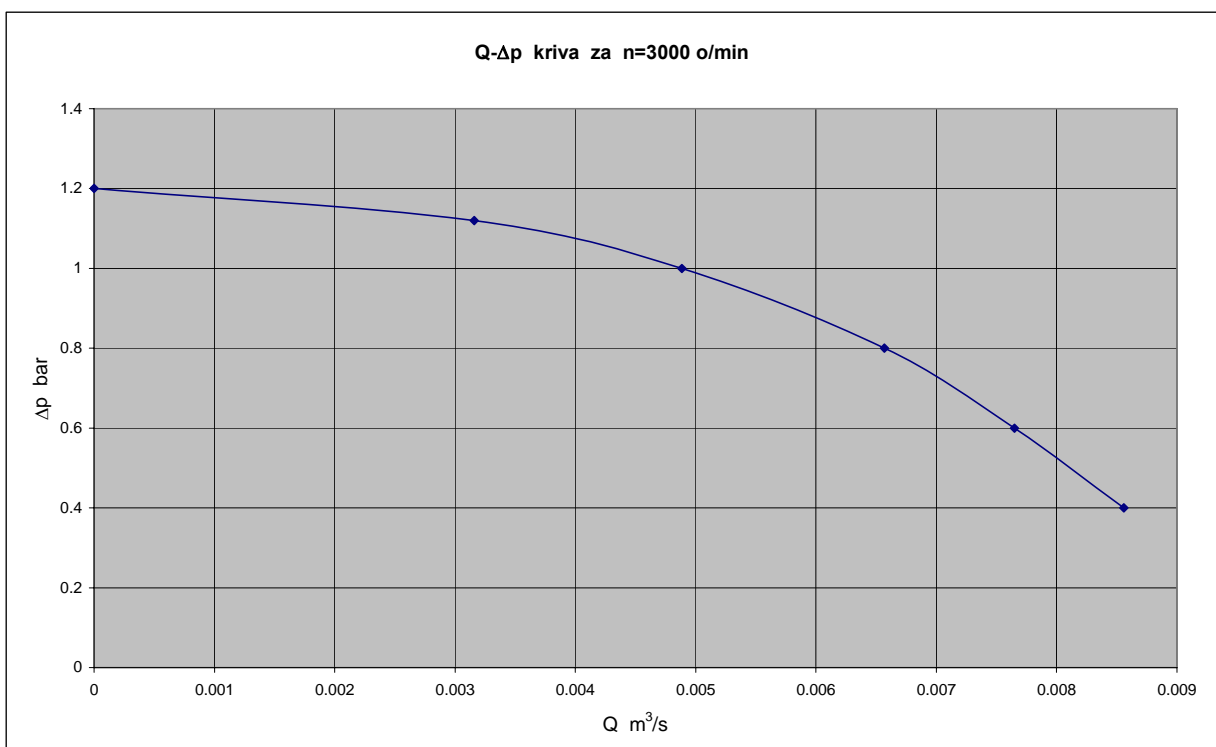
Na slici 11.108 data je karakteristika (odnosno $Q-\Delta p$ kriva) prvog modela izabrane turbopumpe. Radi se o položenoj karakteristici, čiji oblik je identičan obliku odgovarajuće krive stvarne izabrane turbopumpe, snimljene na opitnom postrojenju pri $n = 3000$ o/min i prikazane na slici 10.5. I u ovom slučaju, kao i kod analiza modela međulopatičnih kanala, bez spirale, ne mogu se vršiti kvantitativne uporedbe protokâ, jer je kod prvog modela izabrane turbopumpe izostavljen kolektor-uvodnik. Ovo izostavljanje napravljeno je prvenstveno zbog toga što se ovakvim postupnim proračunima omogućava (kako je to i ranije već naglašavano) određivanje stepena uticaja pomenutog kolektora-uvodnika na tok radnog fluida u pumpi, kao i na njen ukupni stepen iskorištenja. Osim toga, i bez kolektora-uvodnika, dobivena je jedna cjelovita turbopumpa, koja je kao takva interesantna za numerički eksperiment.



Sl. 11.106 Promjena amplitude oscilovanja protoka Q u funkciji općeg napora Δp , za prvi model izabrane turbopumpe i proračun s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min)



Sl. 11.107 Promjena amplitude oscilovanja momenta M_x u funkciji općeg napora Δp , za prvi model izabrane turbopumpe i proračun s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min)



Sl. 11.108 Karakteristika (Q- Δp kriva) prvog modela izabrane turbopumpe, na bazi rezultata proračuna s rotiranjem radnog kola, za $n = 3000$ o/min

11.6.6 Mreža kolektora-uvodnika i struktura drugog modela izabrane turbopumpe za analize s rotiranjem radnog kola

Na slici 11.109 prikazana je mreža drugog modela izabrane automobilske turbopumpe za analize s rotiranjem fiktivnog radnog kola, u pogledu od strane hladnjaka motora. Ova se sastoji od mreže prvog modela iste turbopumpe (slika 11.93), kojoj je dodata mreža kolektora-uvodnika. Spoj između pomenutih dvaju dijelova novoformiranog drugog modela ostvaren je preko ulazne površine prvog modela, koja je na slici 11.93 obojena plavom bojom. Mreža dodatog kolektora-uvodnika kreirana je od heksaedara i mjestimično od prizmi, koje su uvedene na područjima na kojima je bilo potrebno povećanje, odnosno smanjenje broja ćelija, kako se to može vidjeti na prvoj od pomenutih slika.

Generiranje mreža i programski alati-generatori, izrađeni za olakšavanje i ubrzavanje zahtjevnog posla kreiranja mreža, mogu se okarakterisati kao nužno zlo u primjeni numeričkih metoda. Postojeći generatori u budućnosti će vjerovatno biti usavršeni do takvog nivoa, da se mreža više neće ni spominjati. A da su pomenuti današnji generatori daleko od automatskih, pokazuje i iskustvo stečeno kreiranjem mreže predmetnog kolektora-uvodnika.

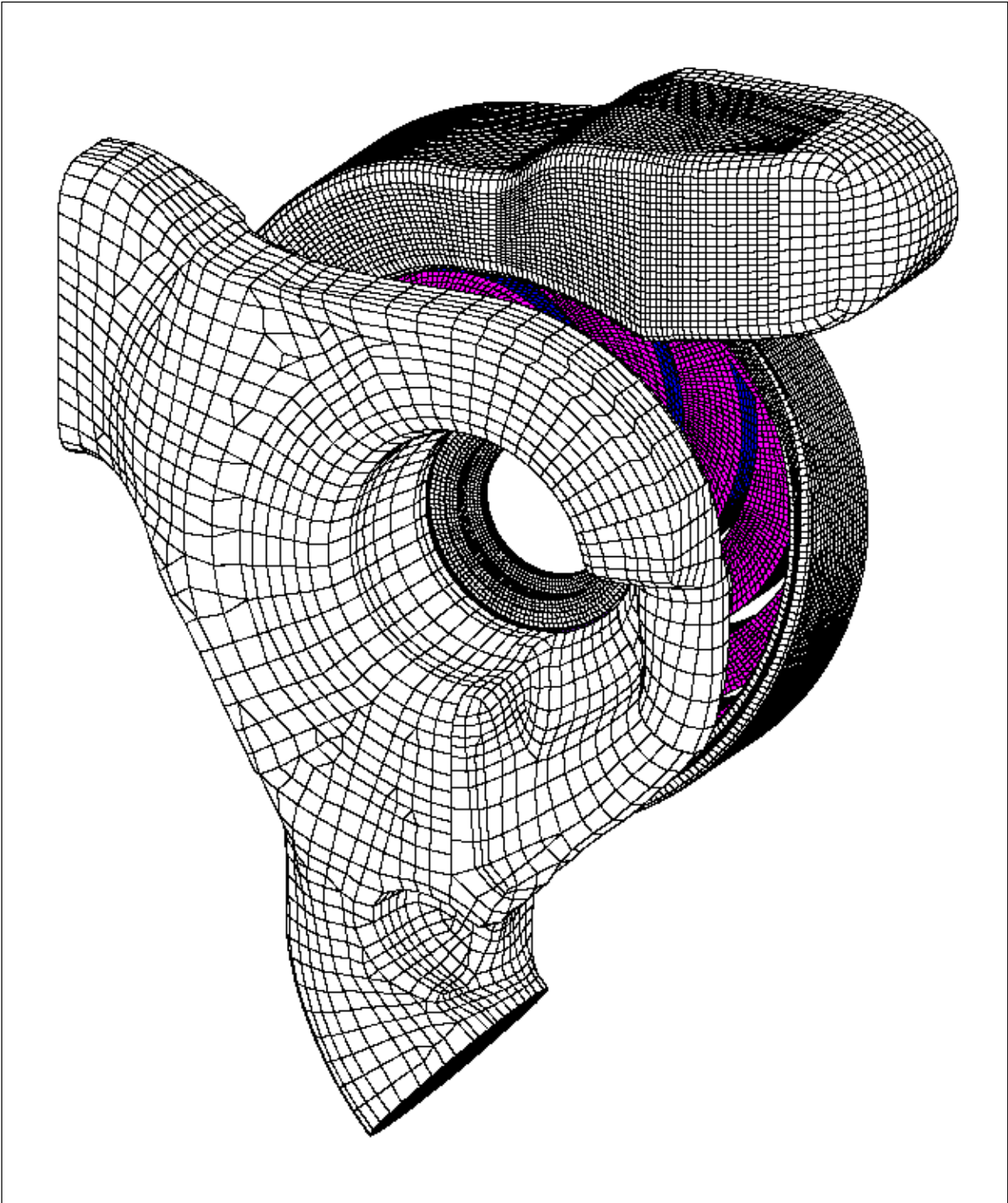
Pokušaj automatskog generiranja mreže kolektora-uvodnika od tetraedara rezultirao je velikim brojem za numeričke analize previše izobličeni ćelija ovog tipa. Jedini način da se dobije mreža zadovoljavajuće kvalitete, bio je da se pojedini dijelovi izdvoje u posebne segmente, za koje se mreža kreirala manuelnim putem. U tabeli 11.3 dati su podaci o mreži i kliznom interfejsu prvog i drugog modela izabrane turbopumpe. Izbor tipa i veličine ćelija mreža baziran je na iskustvu autora.

Tabela 11.3 Podaci o mreži i kliznom interfejsu prvog i drugog modela izabrane turbopumpe

Prvi i drugi model izabrane automobilske turbopumpe (s kolektorom-uvodnikom)		
Tip ćelija u modelu	heksaedri, prizme	
Broj ćelija	1. model 160010	2. model 168966
Broj ćelija u rotirajućem subdomenu	52196	
Broj ćelija u kliznom interfejsu (KI)	$522/2=261$ na jednoj strani, u jednom sloju KI	
Veličina ćelije u kliznom interfejsu (mm)	$\cong 1,287$	

11.6.7 Granični uvjeti za drugi model izabrane turbopumpe i plan numeričkih proračuna s rotiranjem radnog kola

Prema slici 11.85, kolektor-uvodnik ima dva ulazna otvora. U odjeljku 11.5 detaljno je objašnjena funkcija svakog od njih i opisani su periodi njihovog uključivanja u toku rada pumpe. Proračuni provedeni na drugom modelu izabrane automobilske turbopumpe realizovani su tako da je simuliran period normalnog rada zagrijanog motora, kada se kroz ulazni otvor na strani hladnjaka (donji ulazni otvor kolektora-uvodnika na slici 11.109) uvodi pothlađena voda iz ovog dijela motora. Pri tome je drugi ulazni otvor bio zatvoren, tako što je na razmatranom modelu odgovarajuća granična površina proglašena zidom.



Sl. 11.109 Mreža drugog modela izabrane automobilske turbopumpe - pogled od hladnjaka

Na isti način su realizovana i eksperimentalna ispitivanja, s ubačenim pregradnim limom i zaptivačem na istom otvoru. Jedina razlika između numeričkog eksperimenta i ispitivanja na opitnom postrojenju nastala je zbog nemogućnosti da se pritisak na stvarnoj pumpi mjeri na ulazu u kolektor-uvodnik i na izlazu iz spirale, kako je to rađeno kod numeričkih modela. Razlog ovome je konstruktivno rješenje opitnog postrojenja (slika 10.1). Kod ovoga se na pumpu postavljaju priključne stezaljke, kojima se ova uključuje u kružni tok postrojenja. Pri tome je stezaljka na izlazu iz spirale izvedena s prelaznim lijevkom (zbog specifičnog oblika pomenutog

izlaza spirale, kako se može vidjeti na slici 11.92), kojim se izlaz pumpe povezuje s odvodnim crijevom. Mjesto mjerenja pritiska na usisnoj strani pumpe nalazi se 0,5 m ispod, a na potisnoj strani 0,2 m iznad nivoa pumpe. Mjerna mjesta su povezana s pumpom fleksibilnim crijevima, oba dužine 2 m i unutrašnjeg promjera 50,8 mm. Na mjestima priključka ovih crijeva, na fiksnom dijelu opitnog postrojenja, nalaze se i priključci pristrojâ za mjerenje pritiska, na bazi mjerenja stuba žive. Detaljnije o reperkusijama nastalim zbog razlike u mjestimâ određivanja pritiska kod stvarne pumpe i numeričkog modela, biće govora kod prikaza $Q-\Delta p$ krivih na kraju odjeljka 11.6.8.

Kao i kod prvog modela izabrane automobilske turbopumpe, i kod drugog je simuliran opći napor Δp , odnosno razlika pritiska na ulazu i izlazu modela. To je ostvareno tako što je kod proračunâ na ulazu u model (pomenuti ulazni otvor od strane hladnjaka) specificiran pritisak $p = 0$ bar, a na izlazu iz spirale (izlazna površina na glavi spirale obojena ljubičastom bojom, prema slici 11.92), kod prvog slučaja proračuna zadan je pritisak od $p = 0,6$ bar, a kod drugog $p = 0,8$ bar.

U tabeli 11.4 dati su osnovni podaci o numeričkim proračunima prvog i drugog modela izabrane automobilske turbopumpe.

Tabela 11.4 Plan numeričkih proračuna prvog i drugog modela izabrane automobilske turbopumpe

Prvi i drugi model izabrane automobilske turbopumpe (s kolektorom-uvodnikom)	
Tip analiza	tranzientne, s rotiranjem radnog kola
Broj obrtaja fiktivnog radnog kola (o/min)	3000
Broj vremenskih koraka u jednom obrtaju	522
Dužina vremenskog koraka (s)	3,831417e-5
Ugao zakretanja mreže u jednom koraku (°)	0,689655

11.6.8 Rezultati tranzientnih analiza s rotiranjem radnog kola drugog modela izabrane automobilske turbopumpe

Rezultati tranzientnih analiza drugog modela izabrane automobilske turbopumpe (slika 11.109), s rotiranjem fiktivnog radnog kola ($n = 3000$ o/min) i s graničnim uvjetima kojima je simuliran opći napor $\Delta p = 0,6$ bar, dati su na slijedećim slikama. Kod ovog proračuna je realizovano 35 obrtaja, dok je kod drugog slučaja, s $\Delta p = 0,8$ bar, ostvareno 40 obrtaja radnog kola.

Da bi se dobila cjelovita slika o rasporedu brzine u cijelom modelu, urađen je prikaz dat na slici 11.110. Može se vidjeti da pumpa u dijelu međulopatičnih kanala i spirali "funkcioniše" na zadovoljavajući način, dok to nije slučaj s kolektorom-uvodnikom, što se najbolje može vidjeti na slici 11.113d), e), f) i g). Pri tome najveće probleme stvaraju loše postavljene ulazni otvori u kolektor-uvodnik, kao i dva nagla suženja, prvo na ulazu od strane hladnjaka (u obliku utisnutog palca), i drugo, formirano za obezbjeđenje otvora kroz koji radni fluid u slučaju "probijanja" zaptivača ističe iz pumpe. Na ovim suženjima dolazi do naglog ubrzanja fluida, što opet dovodi do pojave zona niskog pritiska. S druge strane, u oba ulazna otvora stvaraju se područja povećanog pritiska (slika 11.113g)), kod onog od strane hladnjaka zbog prepreke koju čini njegovo naglo suženja, a kod drugog zbog "gomilanja" fluida u zoni koja nije "aktivna" u periodu normalnog rada motora. Na slici 11.111 prikazan je raspored pritiska u cijelom kolektoru-uvodniku. Može se vidjeti da je u zoni koju "pokriva" radno kolo uspostavljena manje-

više ravnomjerna raspodjela pritiska, dok to nije slučaj s preostalim prostorom ovog dijela pumpe. Na ovoj slici (pogled od motora) može se vidjeti i negativan uticaj žlijeba, u koji se "smješta" spirala, na raspored pritiska.

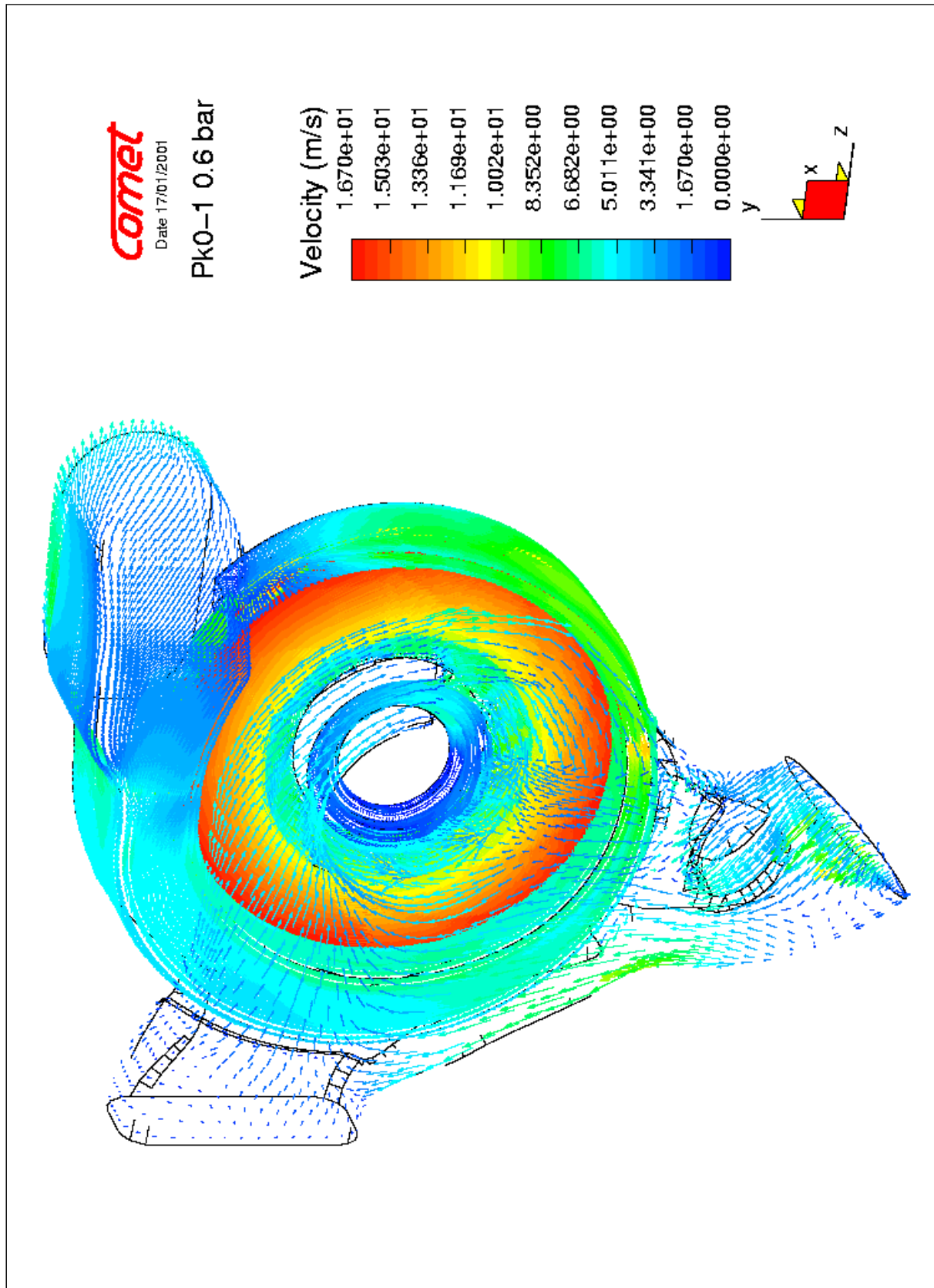
Sve ukazuje na to da je razmatrani kolektor-uvodnik izvor značajnih gubitaka energije u pumpi, što se očituje prvenstveno u osjetnom smanjenju protoka. Tako je kod drugog modela analizirane automobilske turbopumpe, pri općem naporu od $\Delta p = 0,6$ bar, došlo do smanjenja protoka za oko 25 %. Step en usporavanja struje radnog fluida u međulopatičnim kanalima drugog modela, najbolje se može sagledati uporedbom slikâ rasporeda relativne brzine za ovaj (slika 11.116 i 11.117) i za prvi model (slika 11.98 i 11.99).

Interesantan je momenat da je kod drugog modela analizirane turbopumpe glava spirale postala zona najvišeg pritiska (što se i očekivalo), za razliku od prvog modela (nema kolektor-uvodnik), gdje glava i rep spirale imaju podjednak nivo pritiska (slika 11.100 i 11.112). Razlog ovome bi mogla biti činjenica da je uvođenjem kolektora-uvodnika značajno distanciran ulaz u model, pa je bilo dovoljno prostora da se uspostavi strujanje još bliže stvarnom.

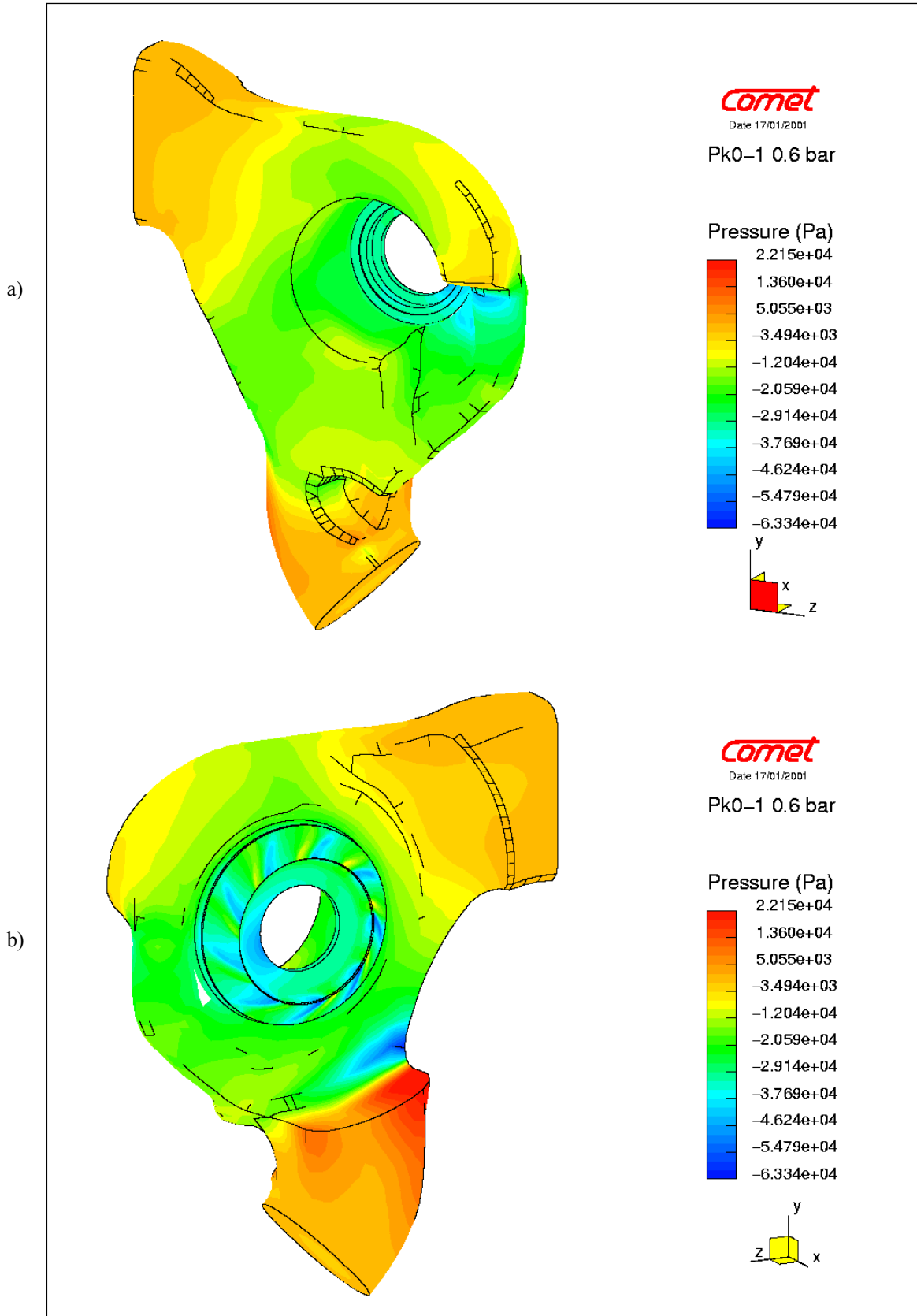
Na slici 11.113a) do 11.113g) dati su uporedni prikazi rasporeda brzine i pritiska u ortogonalnim presjecima drugog modela izabrane turbopumpe, na različitoj udaljenosti od osnove diska radnog kola (desna ivica presjeka radnog kola na slici 10.4), odnosno od dna međulopatičnih kanala, kako je to navedeno u nazivima ovih prikaza. Na slikama: 11.114, 11.118 i 11.120, prikazani su rasporedi brzine, a na slici 11.119 i 11.121 rasporedi pritiska u meridijalnim presjecima pomenutog drugog modela. Tu su i prikazi rasporeda brzine i pritiska u glavi spirale (slika 11.115 i 11.122).

Sve slike za drugi model izabrane automobilske turbopumpe odnose se na momenat nakon 35 obrtaja fiktivnog radnog kola, odnosno nakon perioda u trajanju od 0,7 sekundi. Na slikama: 11.118, 11.119 i 11.120 rastojanje između gornjeg i donjeg dijela slike je smanjeno, zbog jasnijeg prikaza.

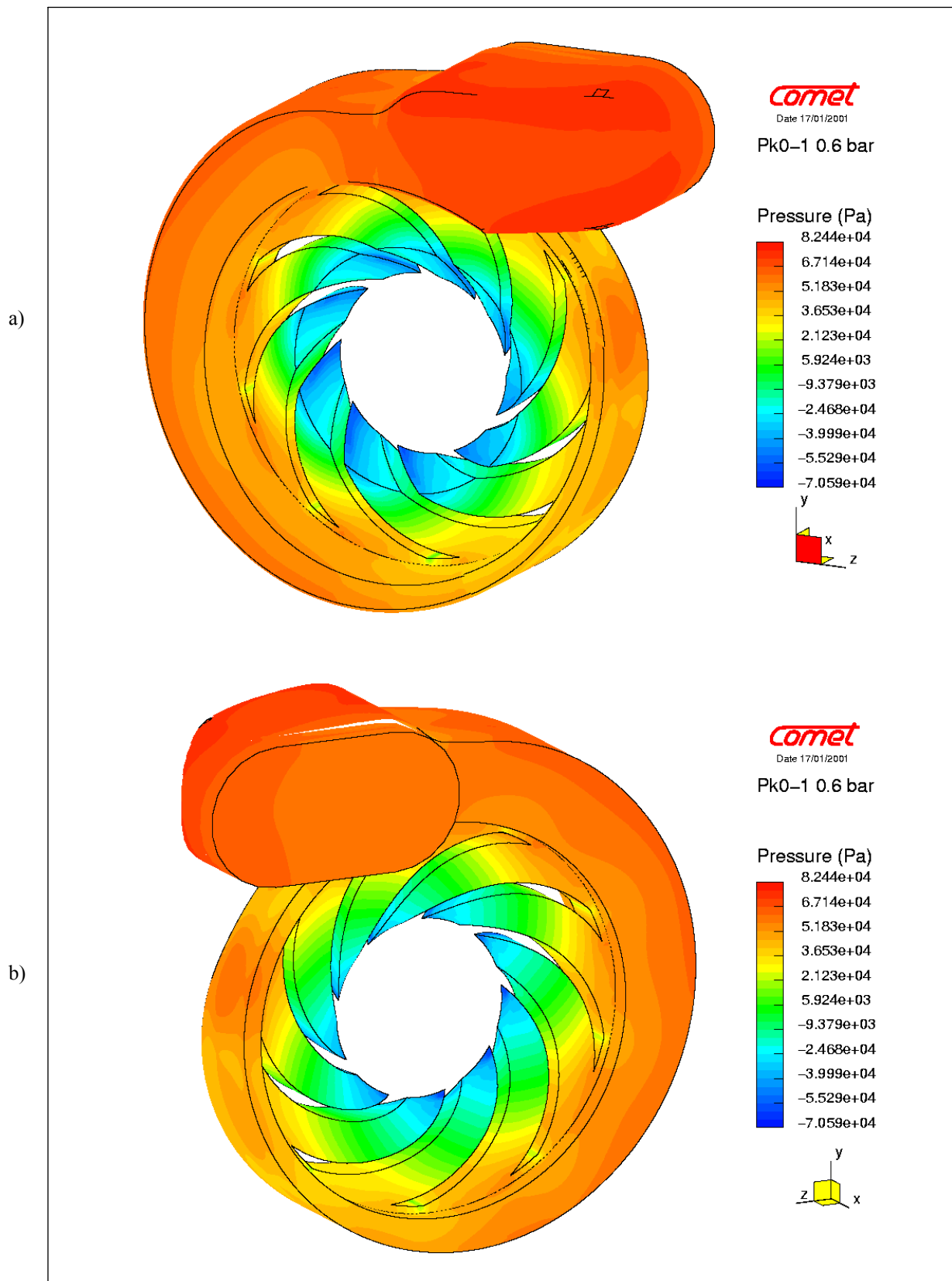
Na slici 11.123 date su krive promjene protoka Q , a na slici 11.124 krive promjene momenta M_x na lopaticama radnog kola, u funkciji vremena, za dvije veličine općeg napora Δp (0,6 i 0,8 bar). Specifičan oblik oscilacilovanja protoka vjerovatno je posljedica graničnih uvjeta na ulazu u kolektor-uvodnik od strane hladnjaka, na kojem je zadan pritisak $p = 0$ bar. Na slici s krivim promjene momenta može se vidjeti da su oscilacije momenta na lopaticama fiktivnog radnog kola drugog modela izabrane turbopumpe smanjene u odnosu na prvi model, i da oko srednje vrijednosti momenta variraju za približno ± 5 %, što je dobar rezultat za radijaljne pumpe s cilindričnim lopaticama. Ovo pokazuje da uvođenje kolektora-uvodnika (s obaveznim poboljšanjem dizajna) ima i pozitivne efekte.



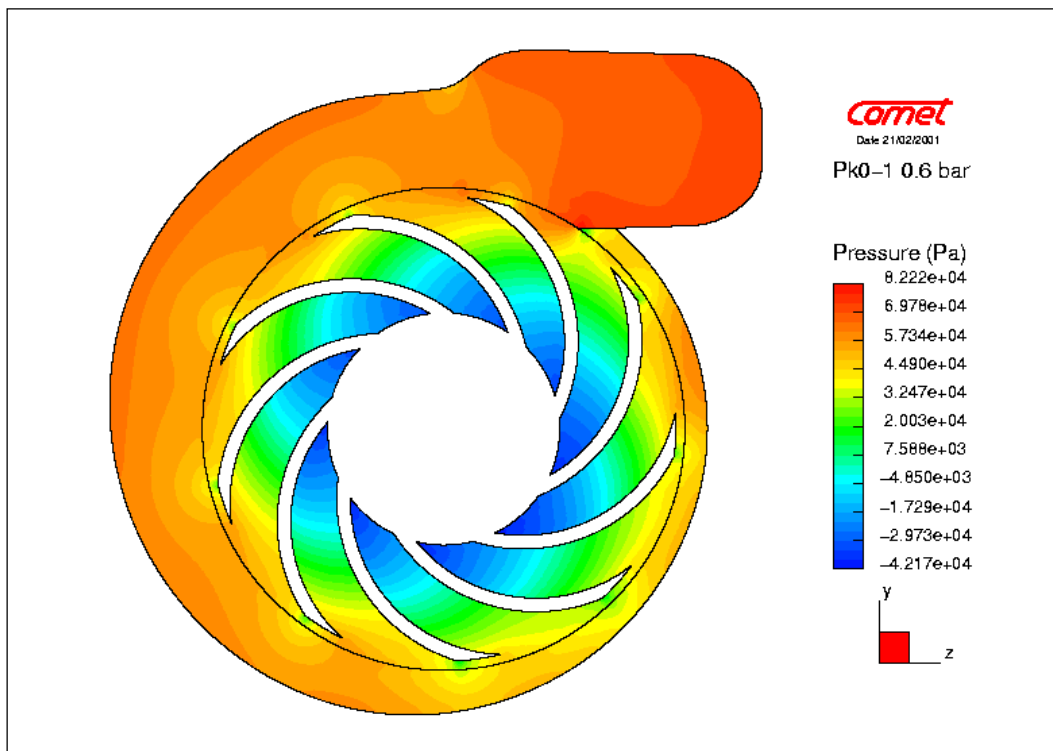
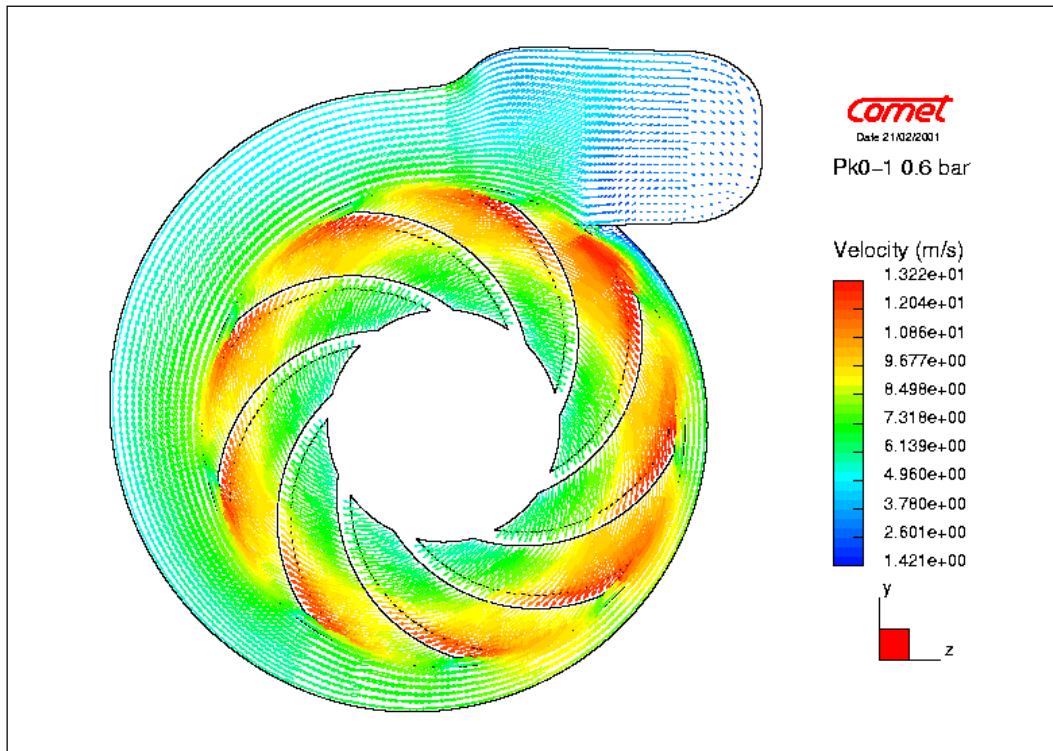
Sl. 11.110 Raspored brzine u drugom modelu izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



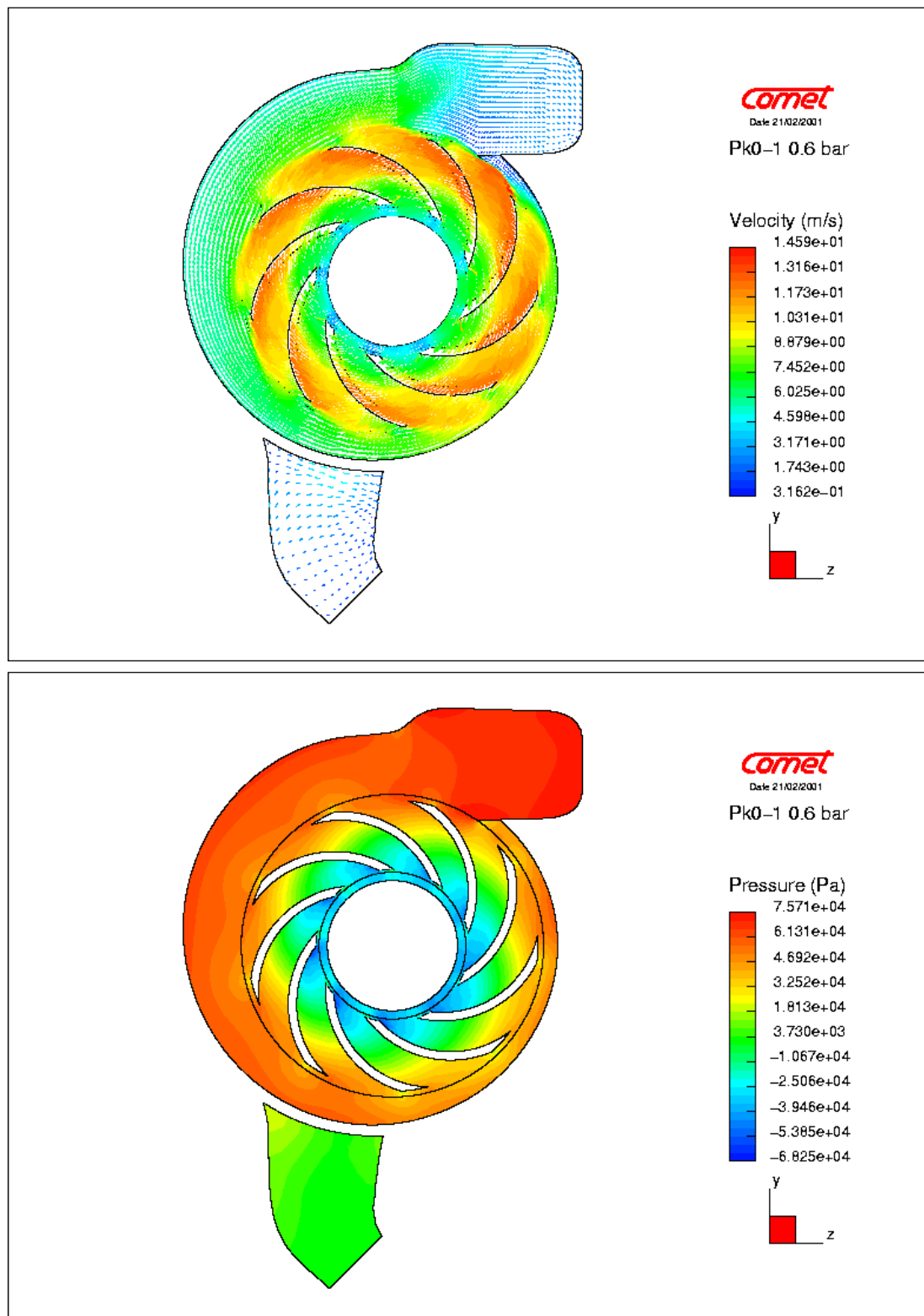
Sl. 11.111 Raspored pritiska u kolektoru-uvodniku drugog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n=3000$ o/min) i s općim naporom $\Delta p = 0,6$ bar
a) pogled od hladnjaka, b) pogled od motora



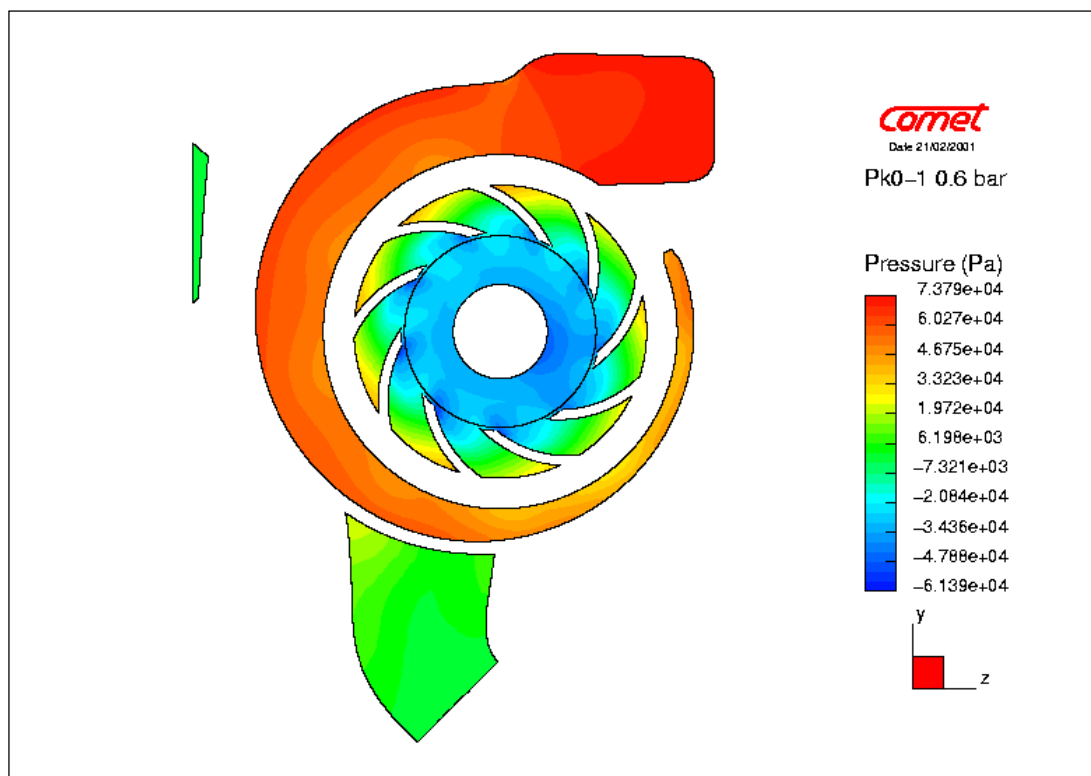
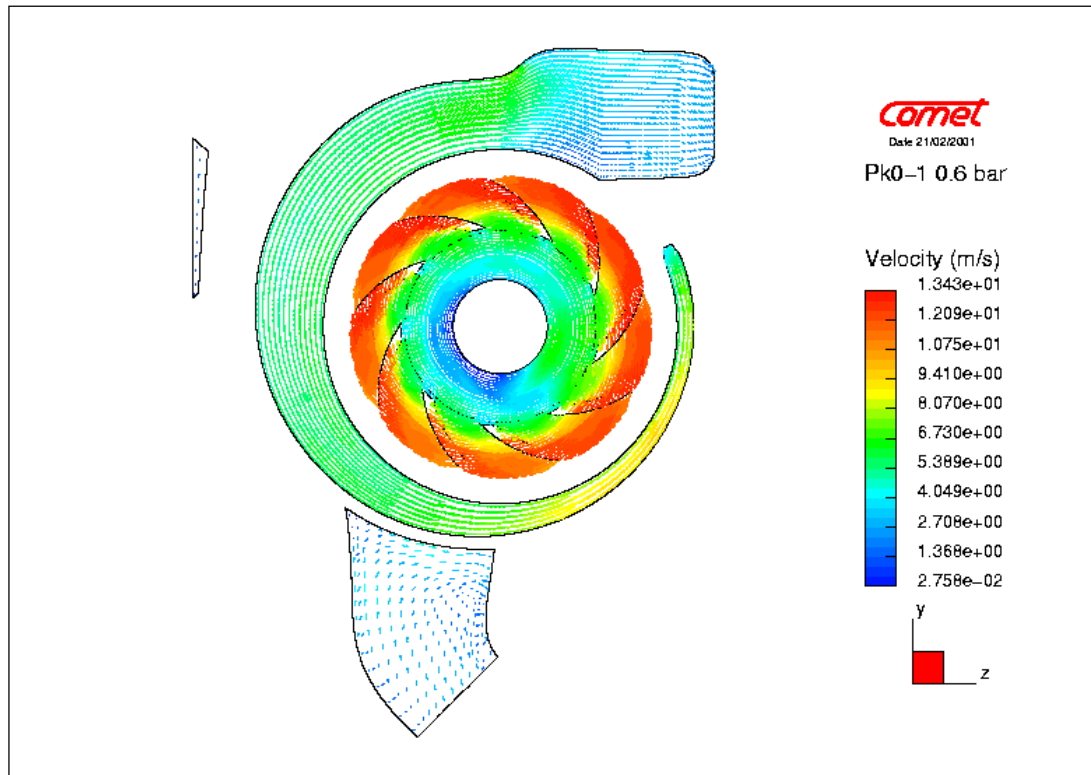
Sl. 11.112 Raspored pritiska u dijelu drugog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000/\text{min}$) i s općim naporom $\Delta p = 0,6 \text{ bar}$
a) pogled od hladnjaka, b) pogled od motora



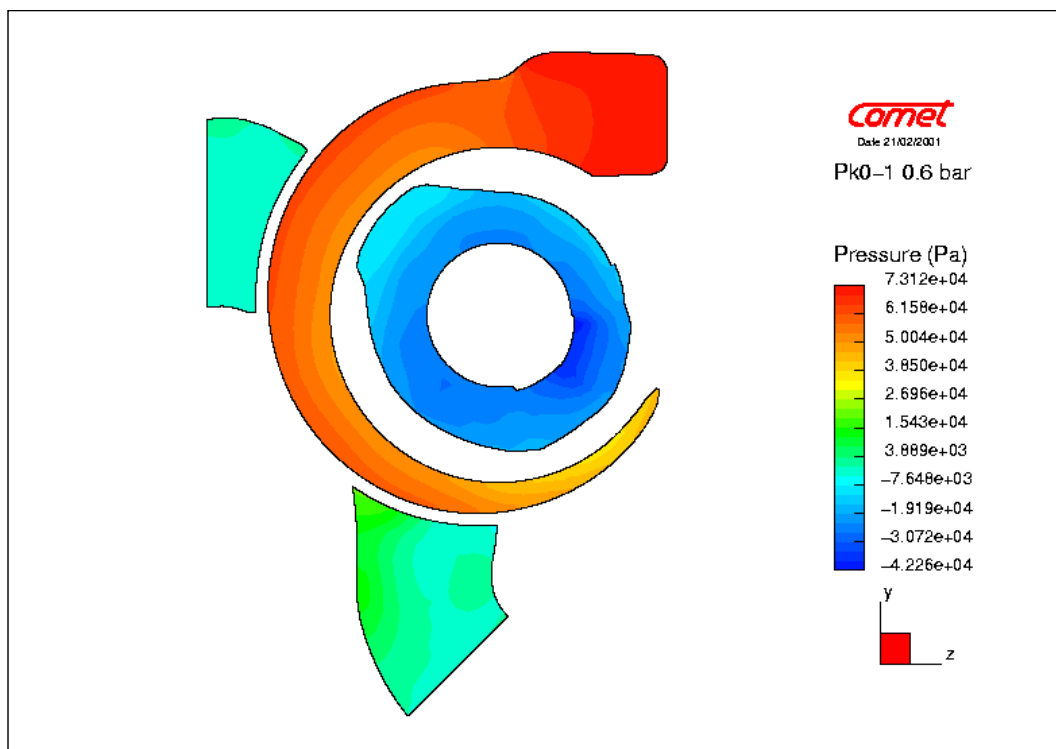
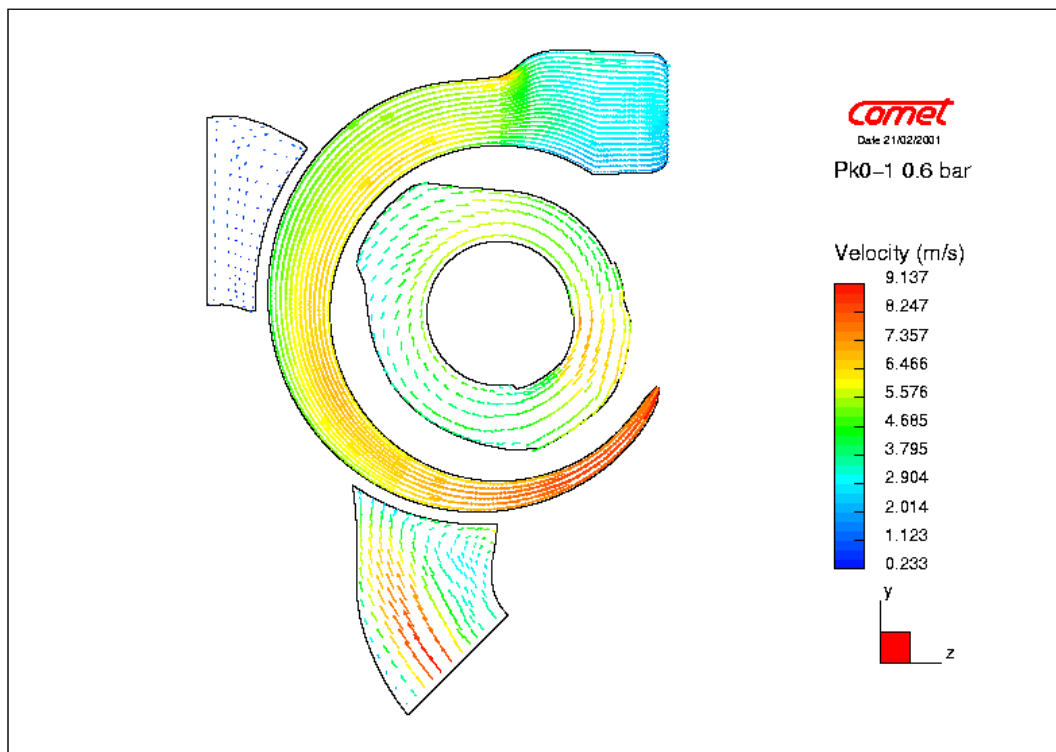
Sl. 11.113a) Raspored brzine i pritiska u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 6 mm od dna kanala) drugog modela izabrane automobilske turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



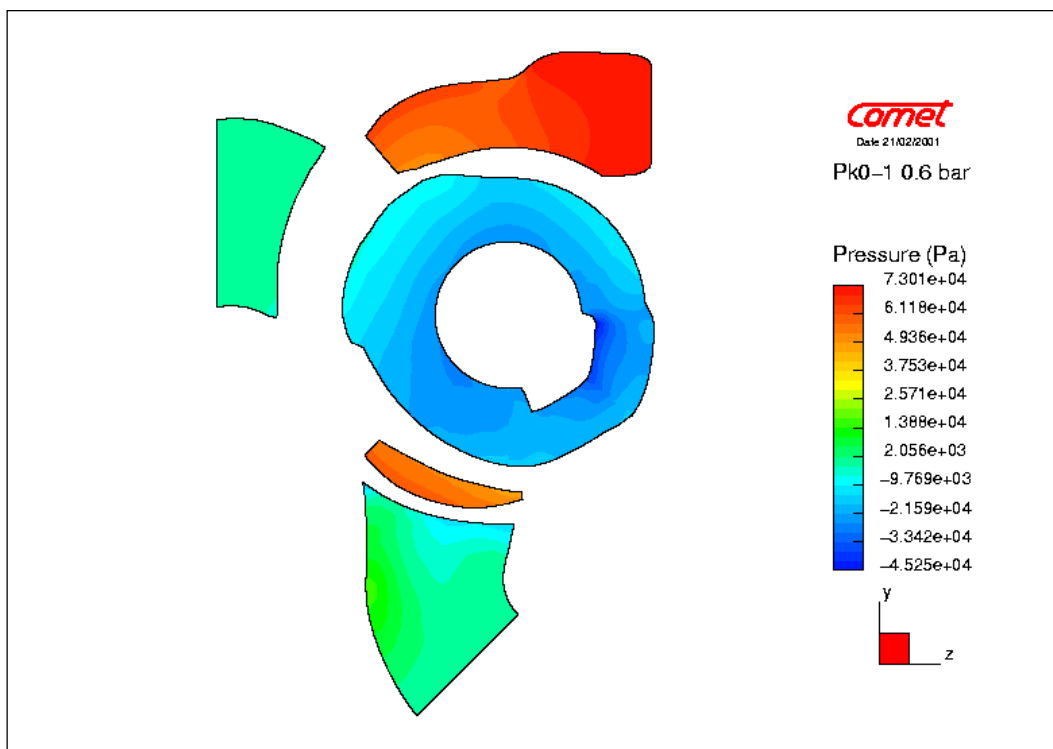
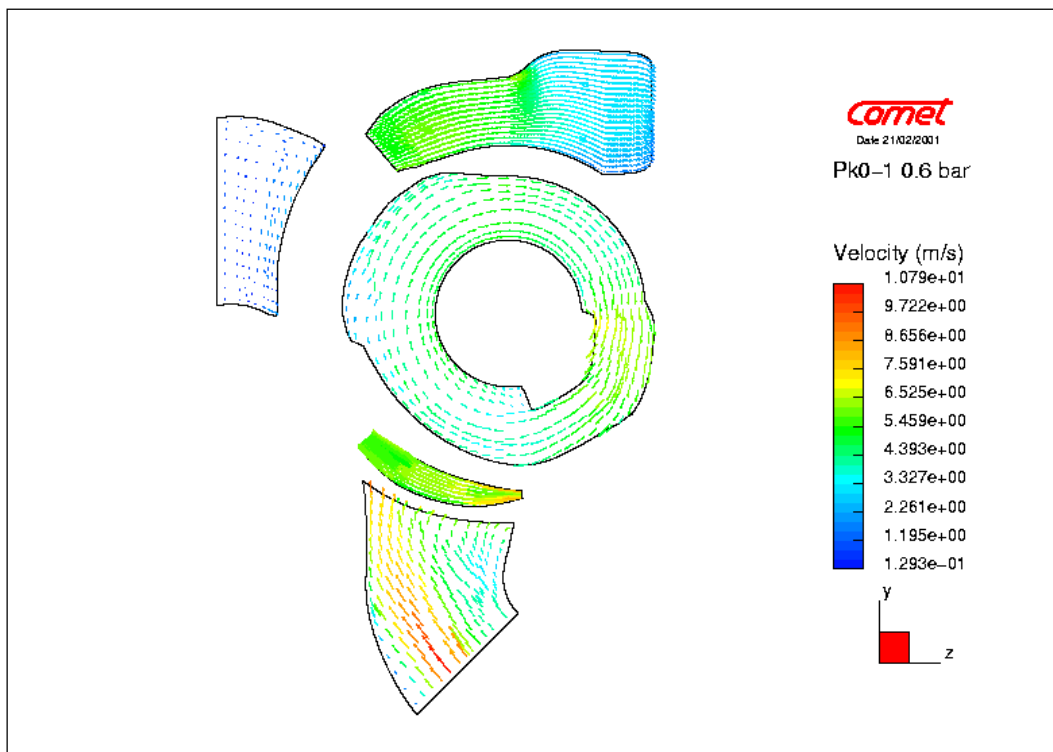
Sl. 11.113b) Raspored brzine i pritiska u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 11 mm od dna kanala) drugog modela izabrane turbopumpe



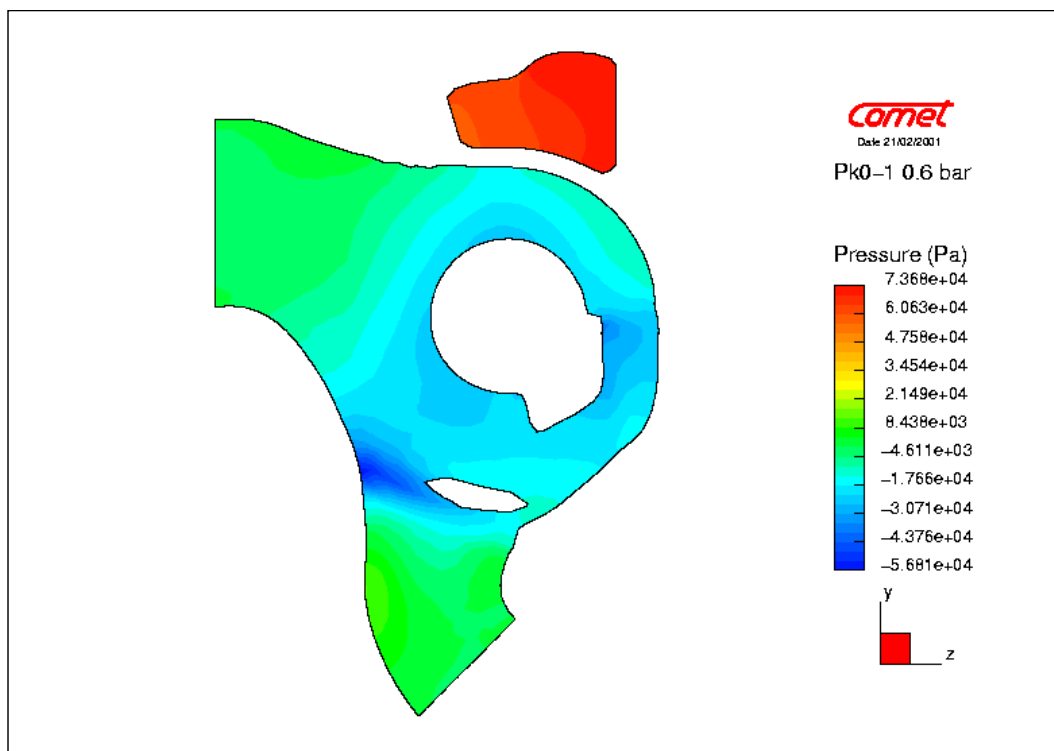
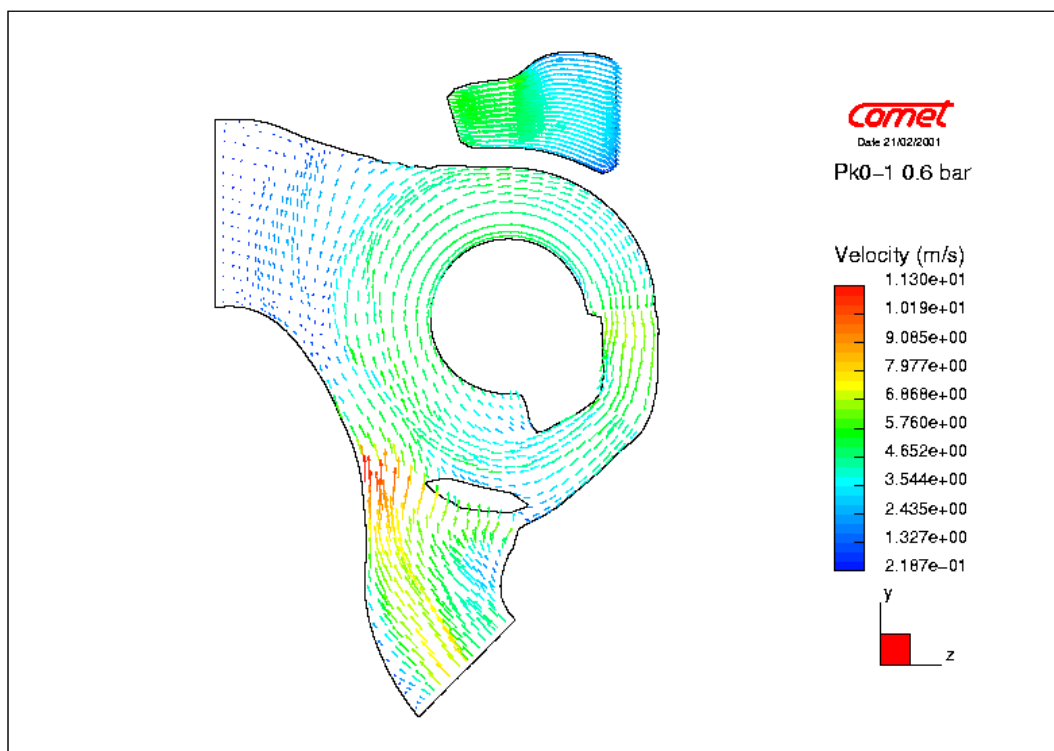
Sl. 11.113c) Raspored brzine i pritiska u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 14 mm od dna kanala) drugog modela izabrane turbopumpe



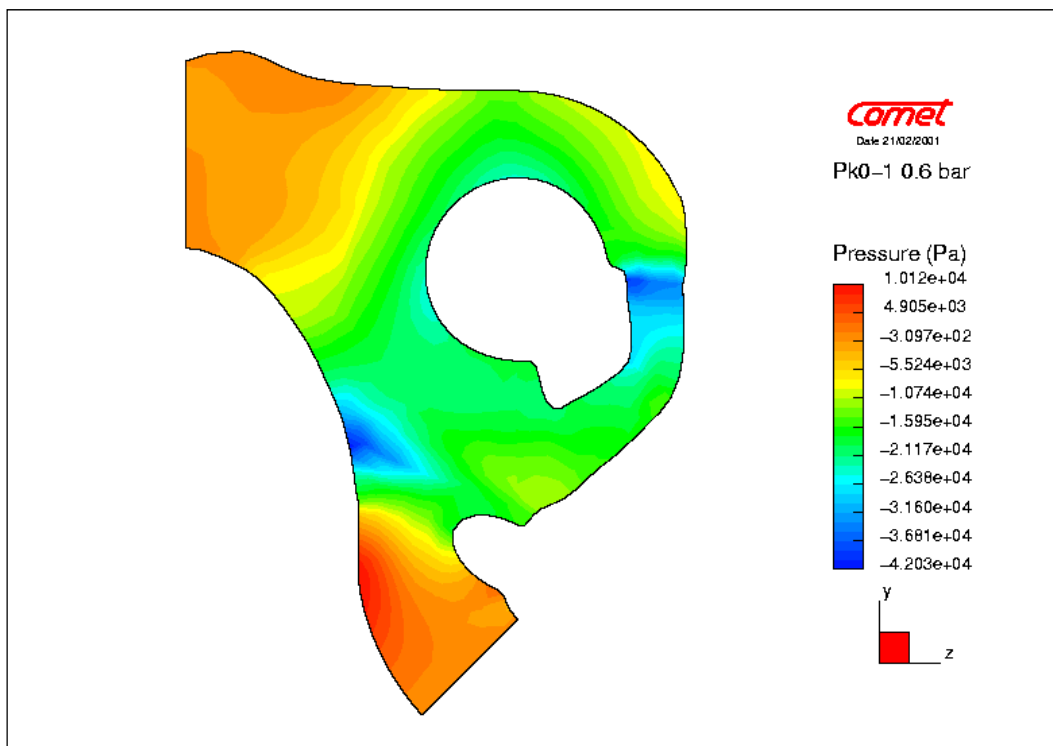
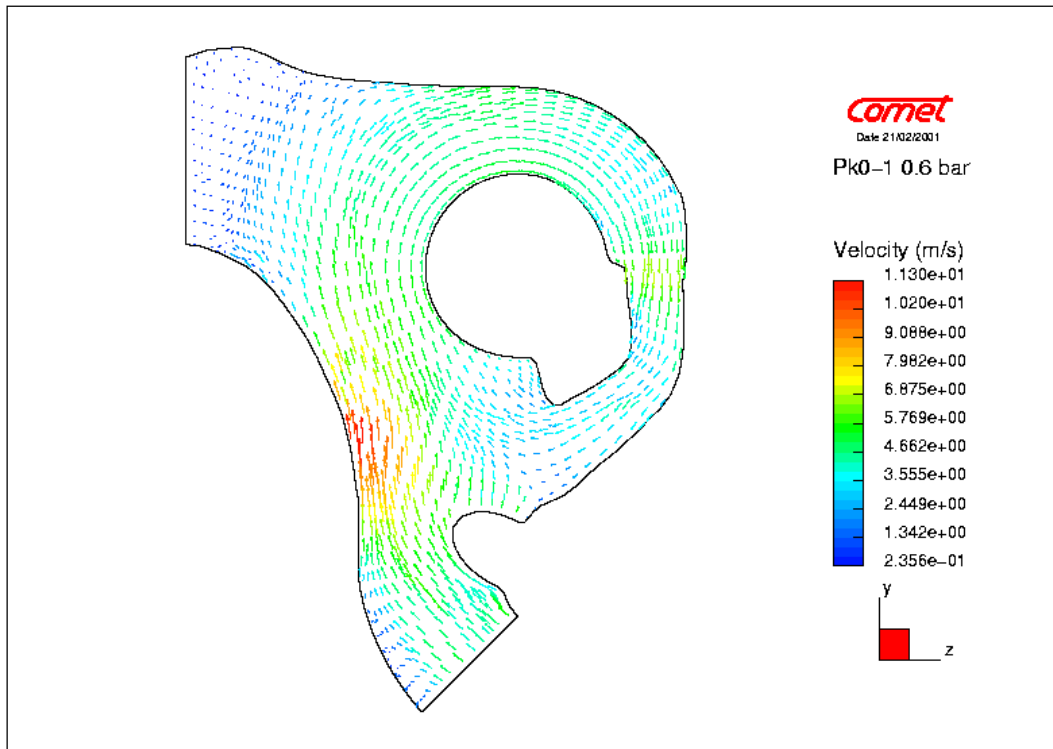
Sl. 11.113d) Raspored brzine i pritiska u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 24 mm od dna kanala) drugog modela izabrane turbopumpe



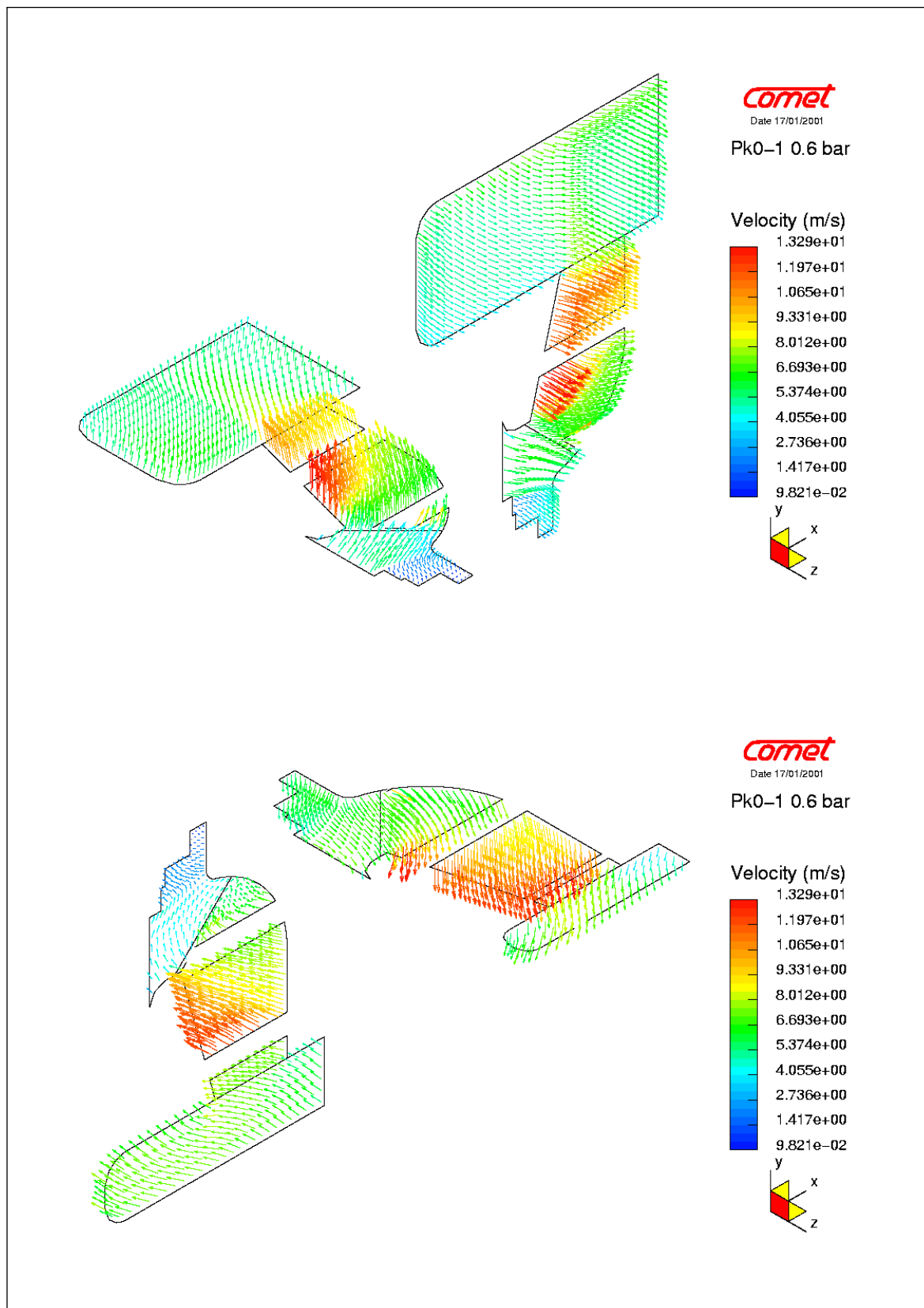
Sl. 11.113e) Raspored brzine i pritiska u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 29 mm od dna kanala) drugog modela izabrane turbopumpe



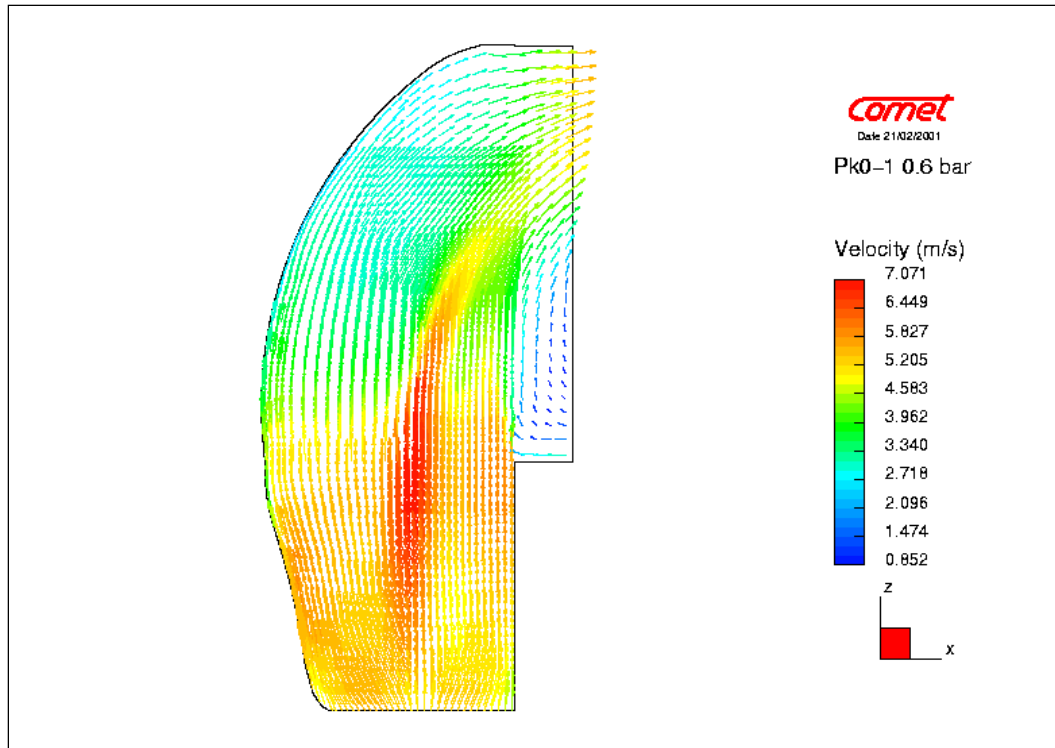
Sl. 11.113f) Raspored brzine i pritiska u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 34 mm od dna kanala) drugog modela izabrane turbopumpe



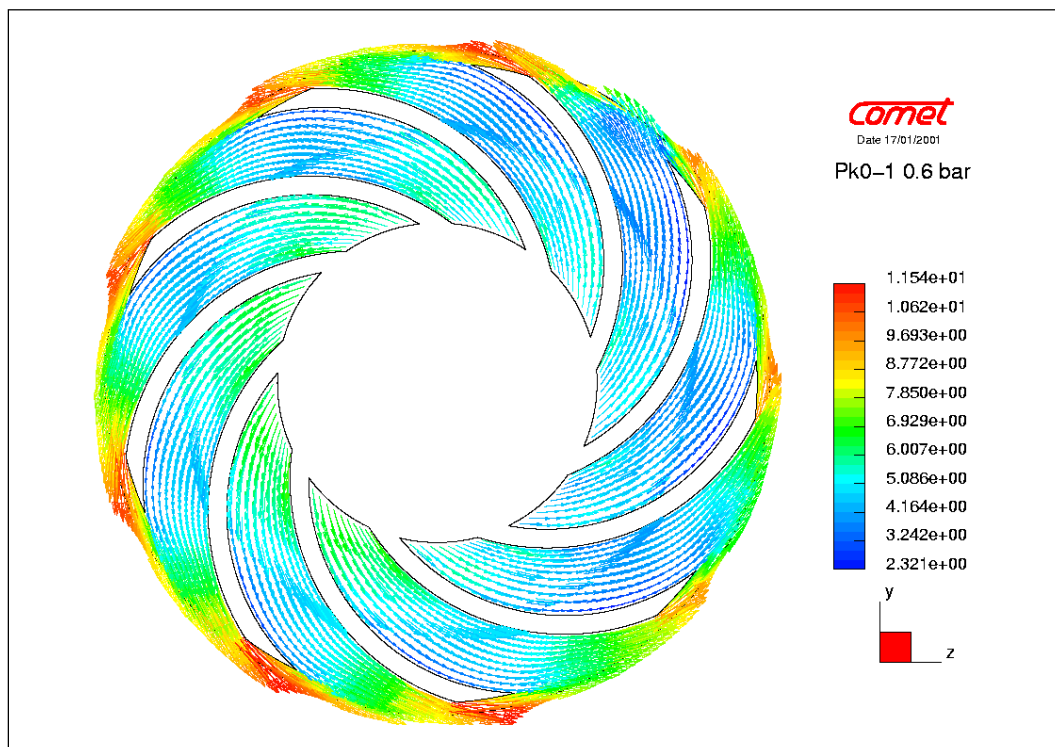
Sl. 11.113g) Raspored brzine i pritiska u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 39 mm od dna kanala) drugog modela izabrane turbopumpe



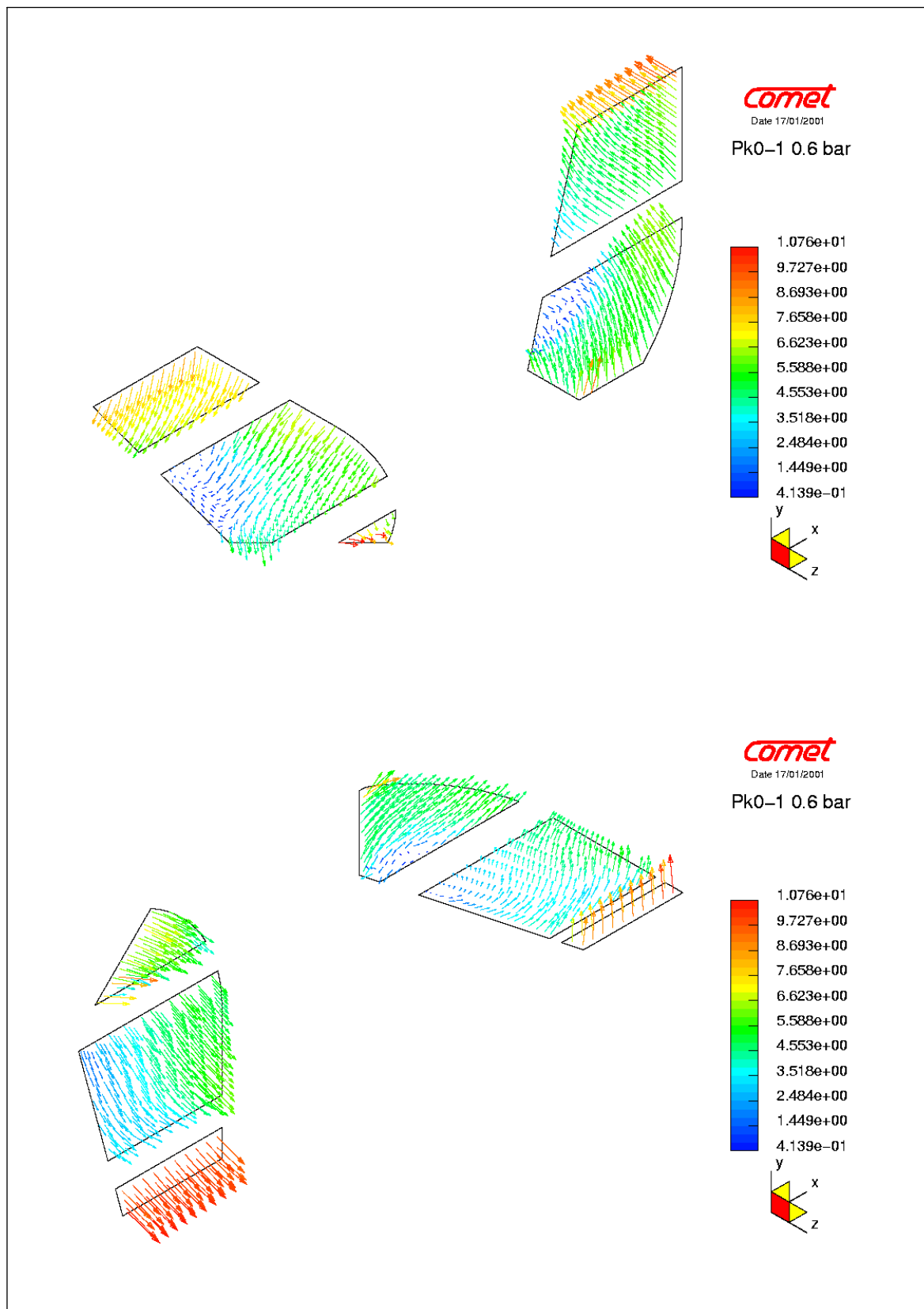
Sl. 11.114 Raspored brzine u međulopatičnim kanalima i spirali (meridijalni presjeci) drugog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



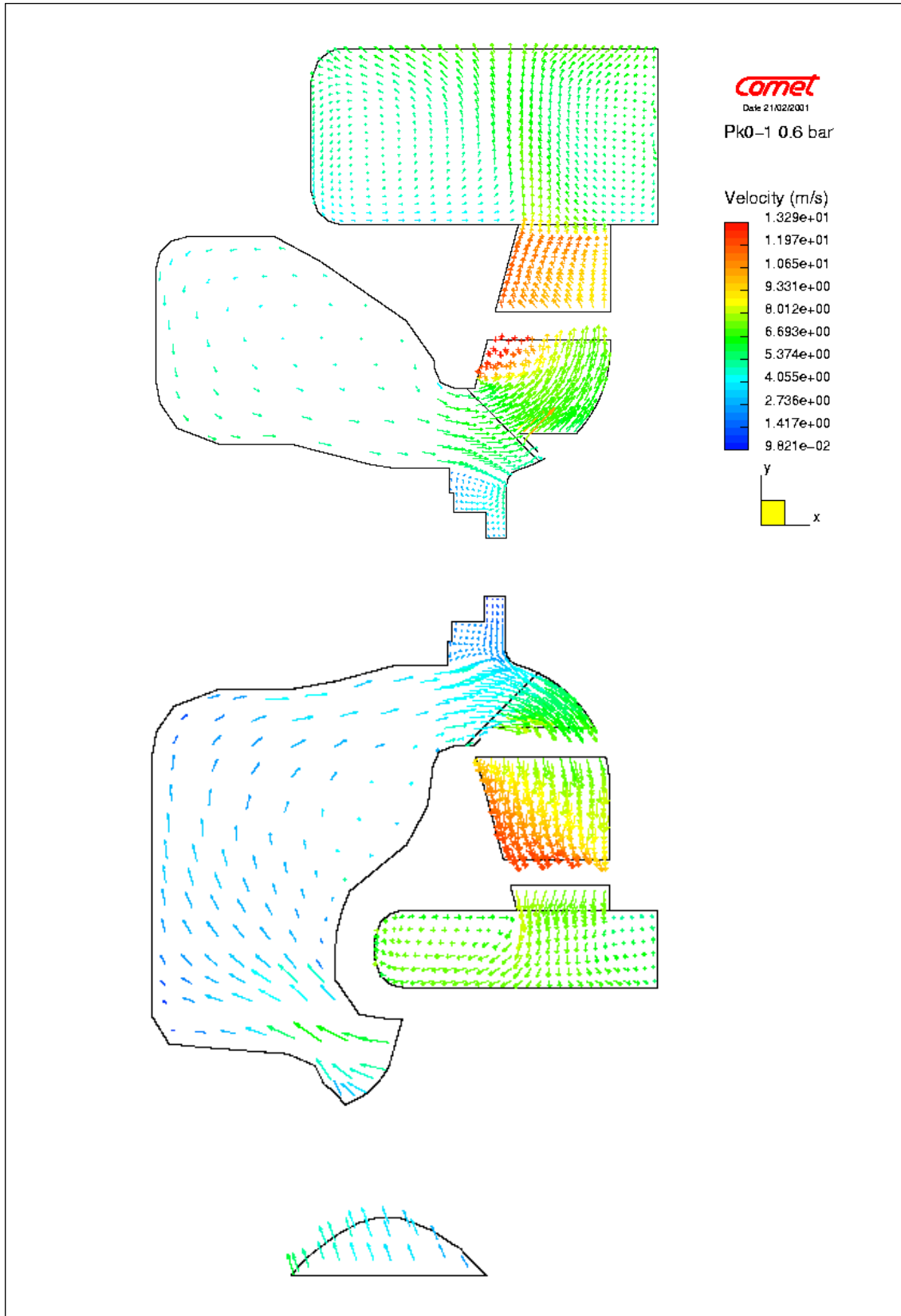
Sl. 11.115 Raspored brzine u glavi spirale (presjek u ravni $y = 64$ mm, prema slici 11.2) drugog modela izabrane turbopumpe ($n = 3000$ o/min i $\Delta p = 0,6$ bar)



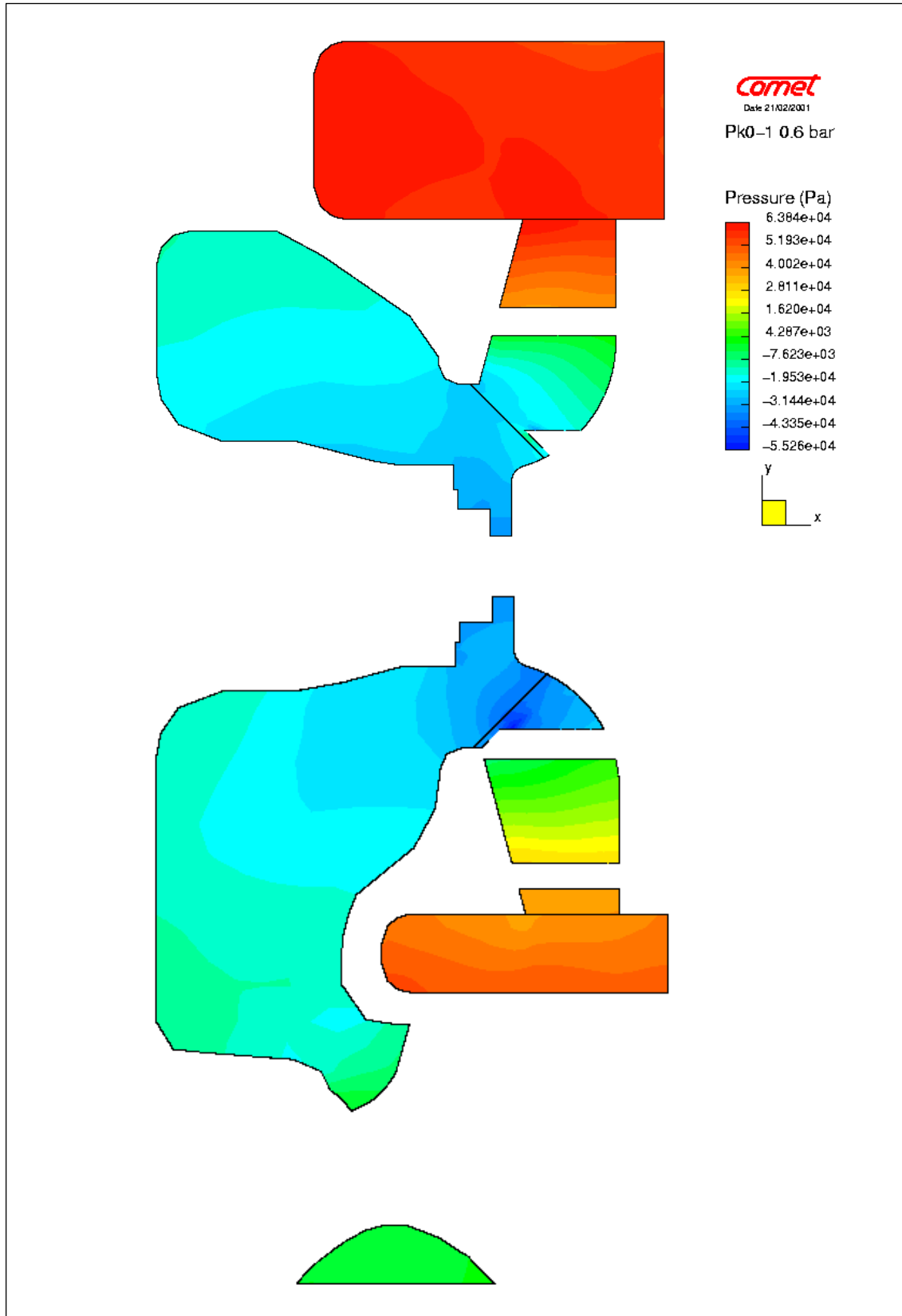
Sl. 11.116 Raspored relativne brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 6 mm od dna kanala) drugog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i s općim naporom $\Delta p = 0,6$ bar



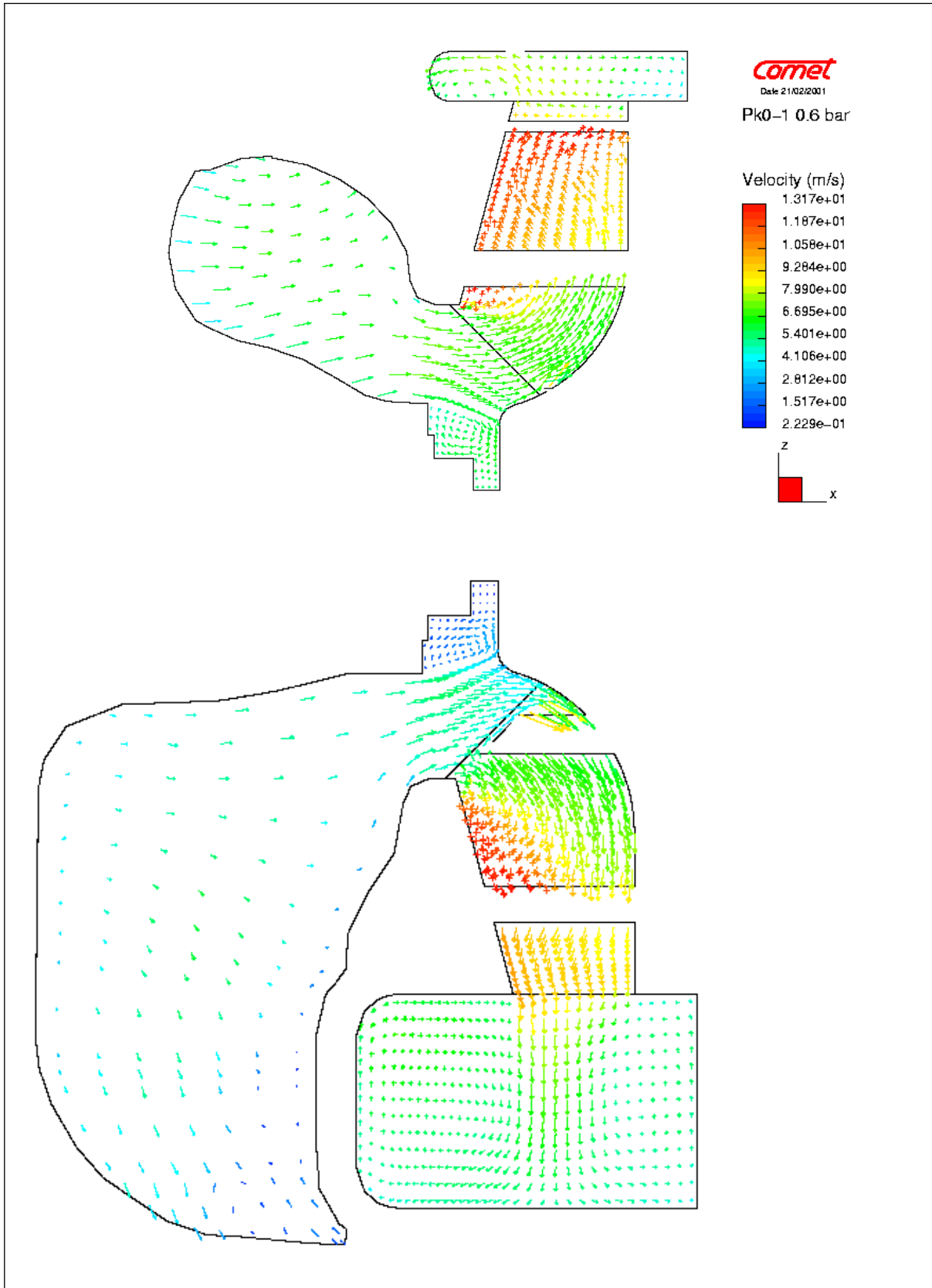
Sl. 11.117 Raspored relativne brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (meridijalni presjeci) drugog modela izabrane turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i s općim naporom $\Delta p = 0,6$ bar



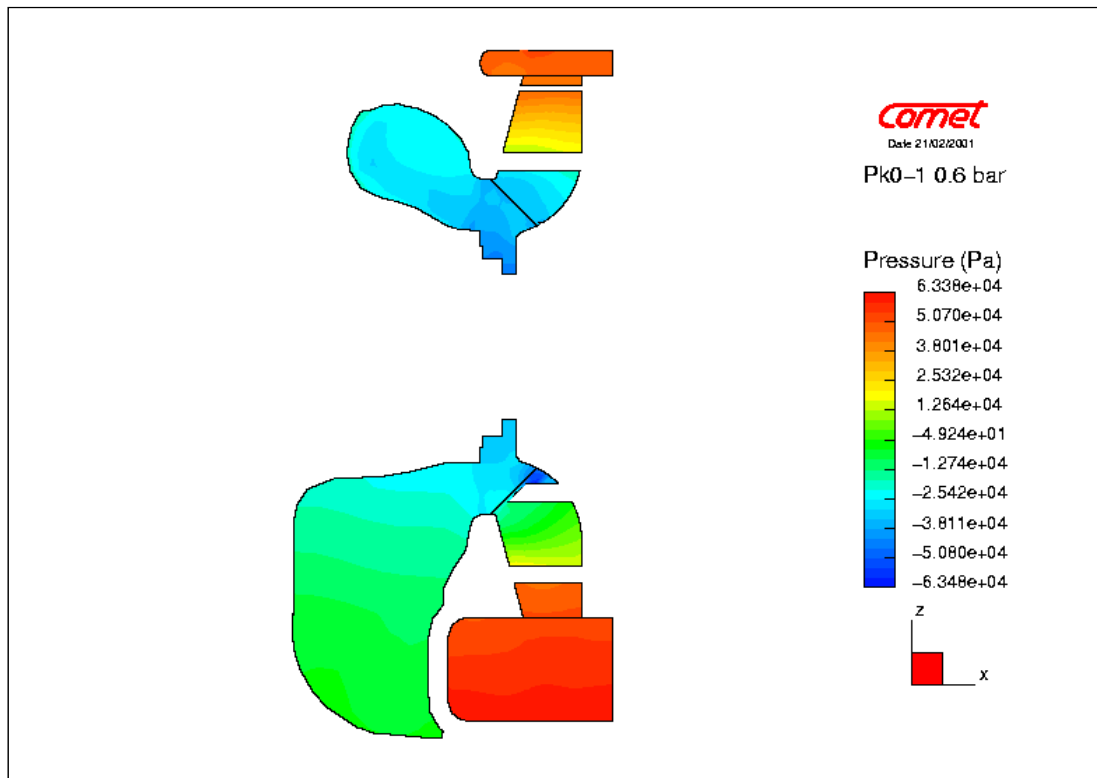
Sl. 11.118 Raspored brzine u meridijalnom presjeku ($z = 0$) drugog modela izabrane automobilske turbopumpi, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



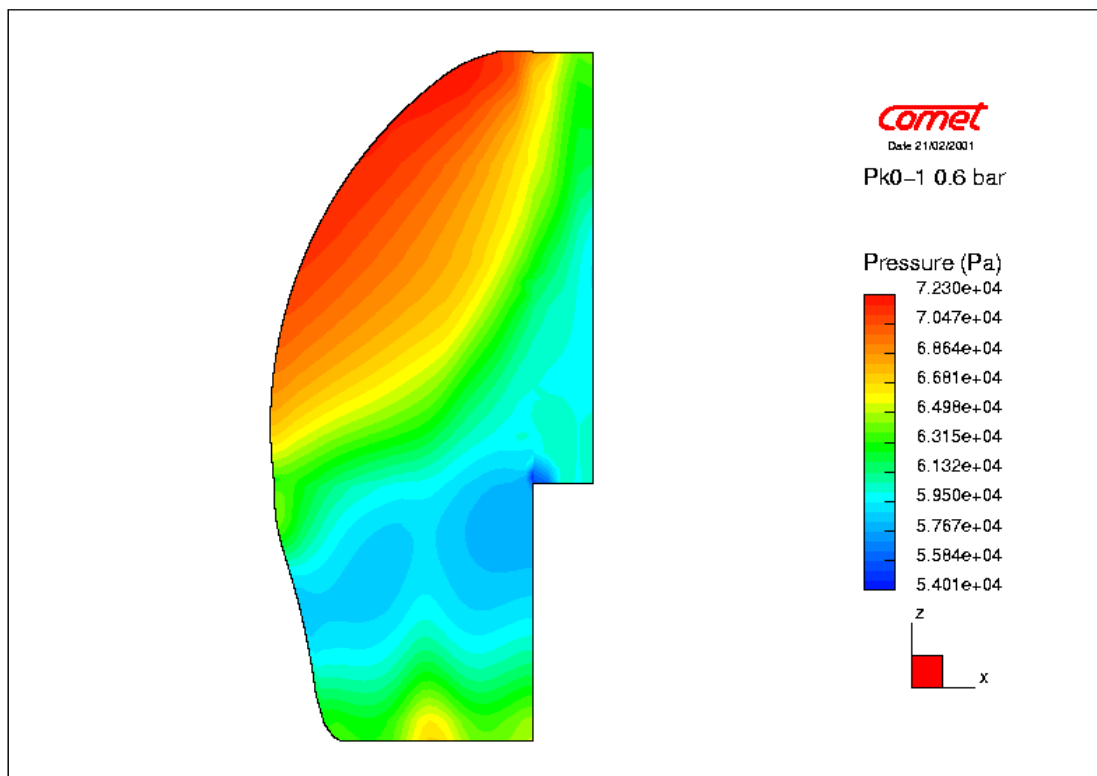
Sl. 11.119 Raspored pritiska u meridijalnom presjeku ($z = 0$) drugog modela izabrane automobilske turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



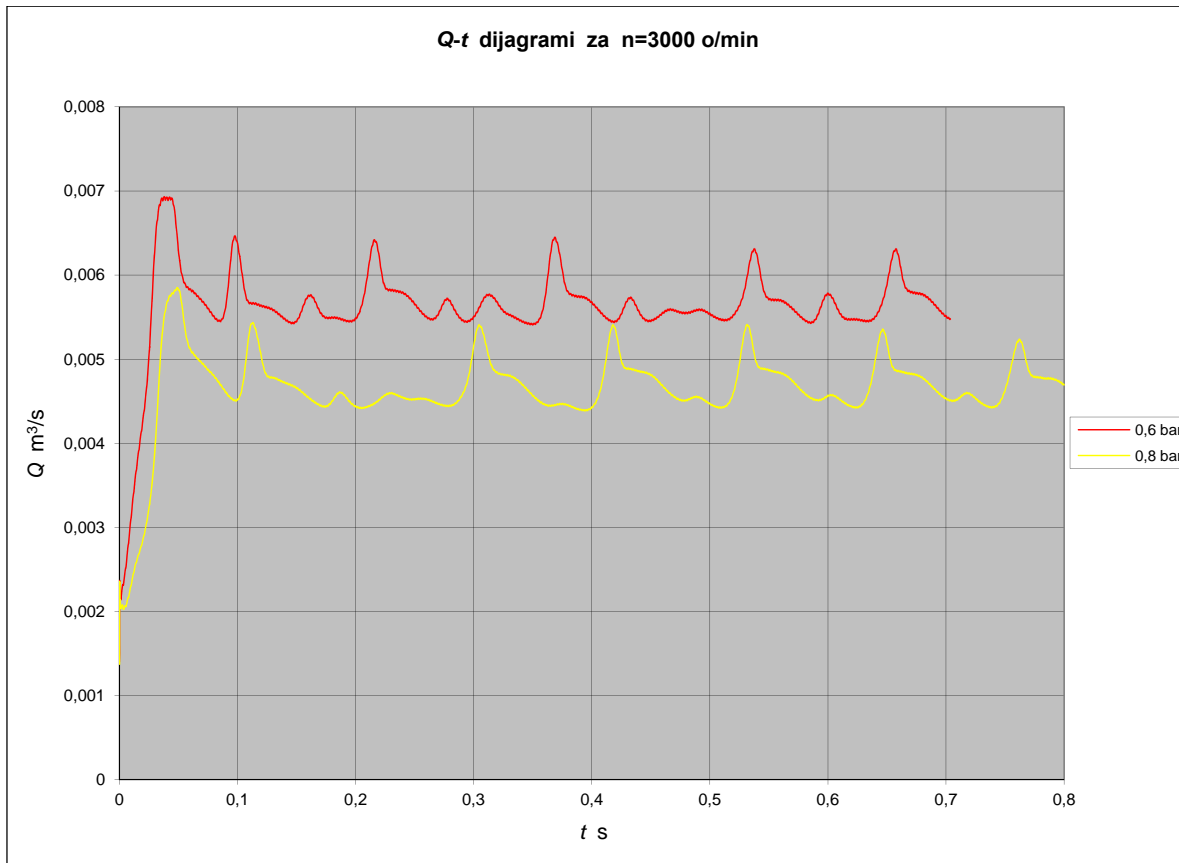
Sl. 11.120 Raspored brzine u meridijalnom presjeku ($y = 0$) drugog modela izabrane automobilske turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



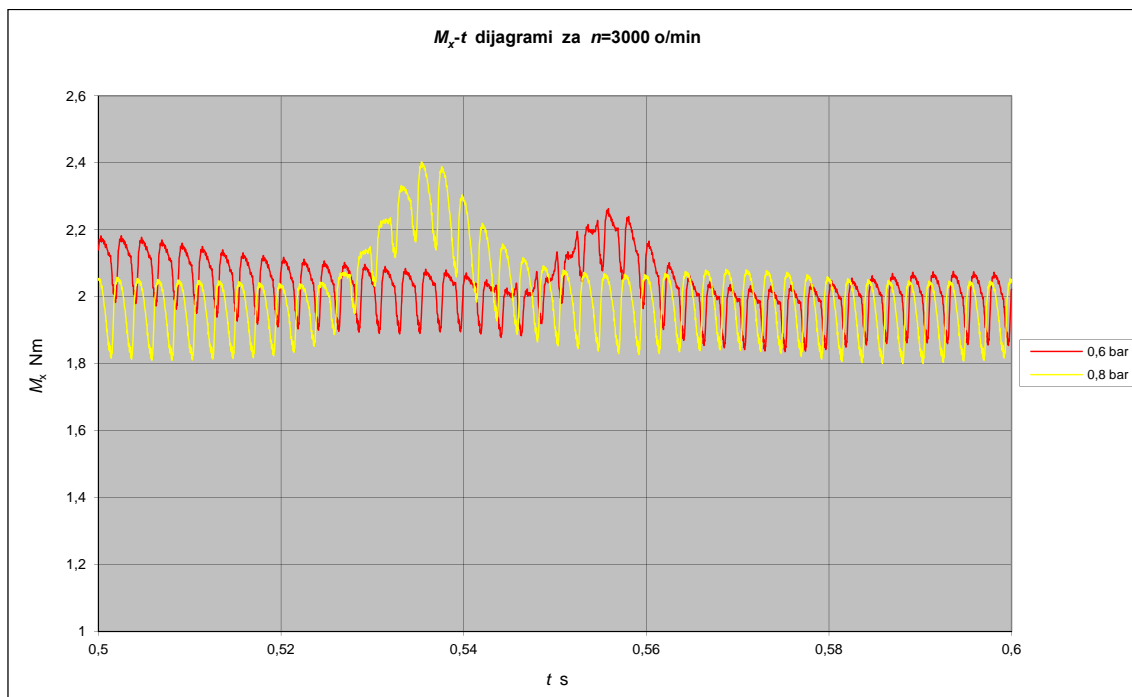
Sl. 11.121 Raspored pritiska u meridijalnom presjeku ($y = 0$) drugog modela izabrane automobilske turbopumpe, kod proračuna s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min) i sa simulacijom općeg napora $\Delta p = 0,6$ bar



Sl. 11.122 Raspored pritiska u glavi spirale (presjek u ravni $y = 64$ mm, prema slici 11.2) drugog modela izabrane turbopumpe ($n = 3000$ o/min i $\Delta p = 0,6$ bar)

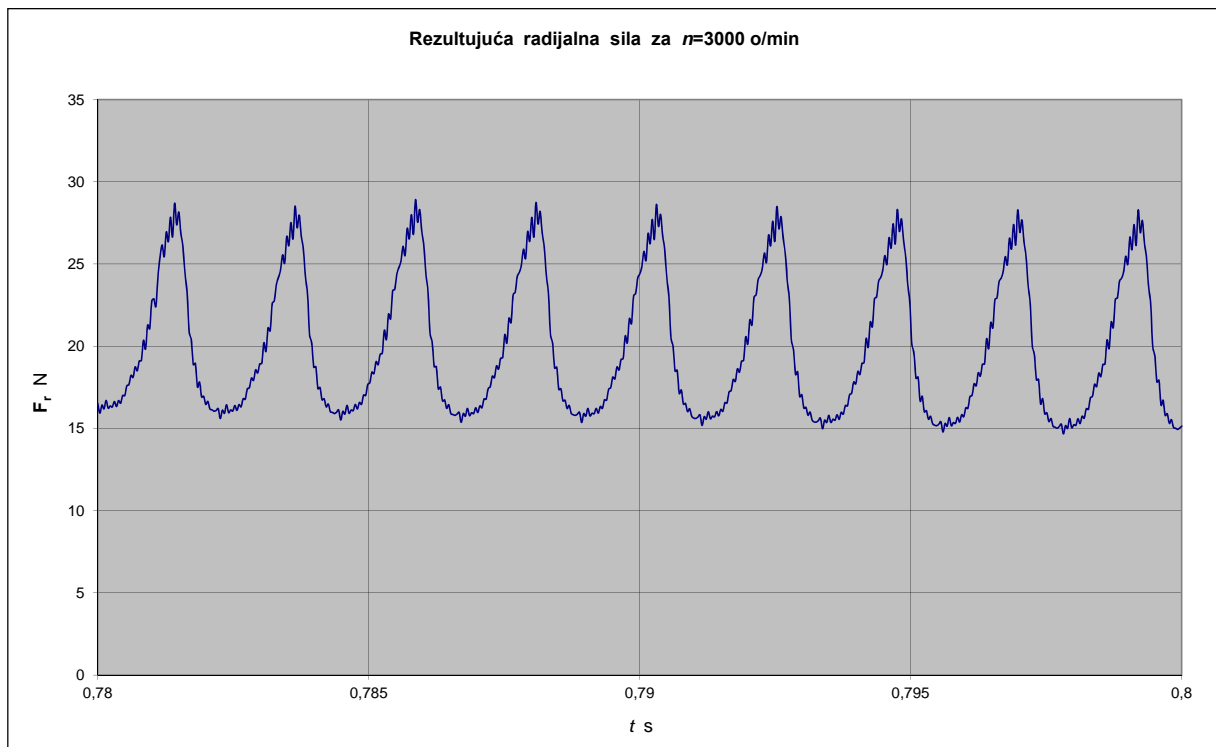


Sl. 11.123 Promjena protoka Q u funkciji vremena za drugi model izabrane turbopumpe i proračun s rotiranjem radnog kola ($n = 3000$ o/min, odnosno $0,2$ s = 10 obrtaja), a za dvije veličine općeg napora Δp



Sl. 11.124 Promjena momenta M_x u funkciji vremena za drugi model izabrane turbopumpe i proračun s rotiranjem radnog kola, a za dvije veličine općeg napora Δp (uz sl. 11.123)

Na slici 11.125 data je kriva promjene rezultujuće radijalne sile F_r na fiktivnom radnom kolu drugog modela izabrane automobilske turbopumpe, za slučaj proračuna sa zadanim općim naporom od $\Delta p = 0,8$ bar. Uporedbom s odgovarajućim dijagramima za ravninske modele, može se vidjeti da su vrijednosti ove sile kod prostornog modela znatno niže. Razlog ovome je uspostavljanje ravnomjernijeg rasporeda pritiska u zoni fiktivnog radnog kola prostornog modela. To ujedno znači i da se izračunavanje radijalnih sila na radnom kolu kod ravninskih modela, može upotrijebiti samo za kvalitativne uporedne analize.

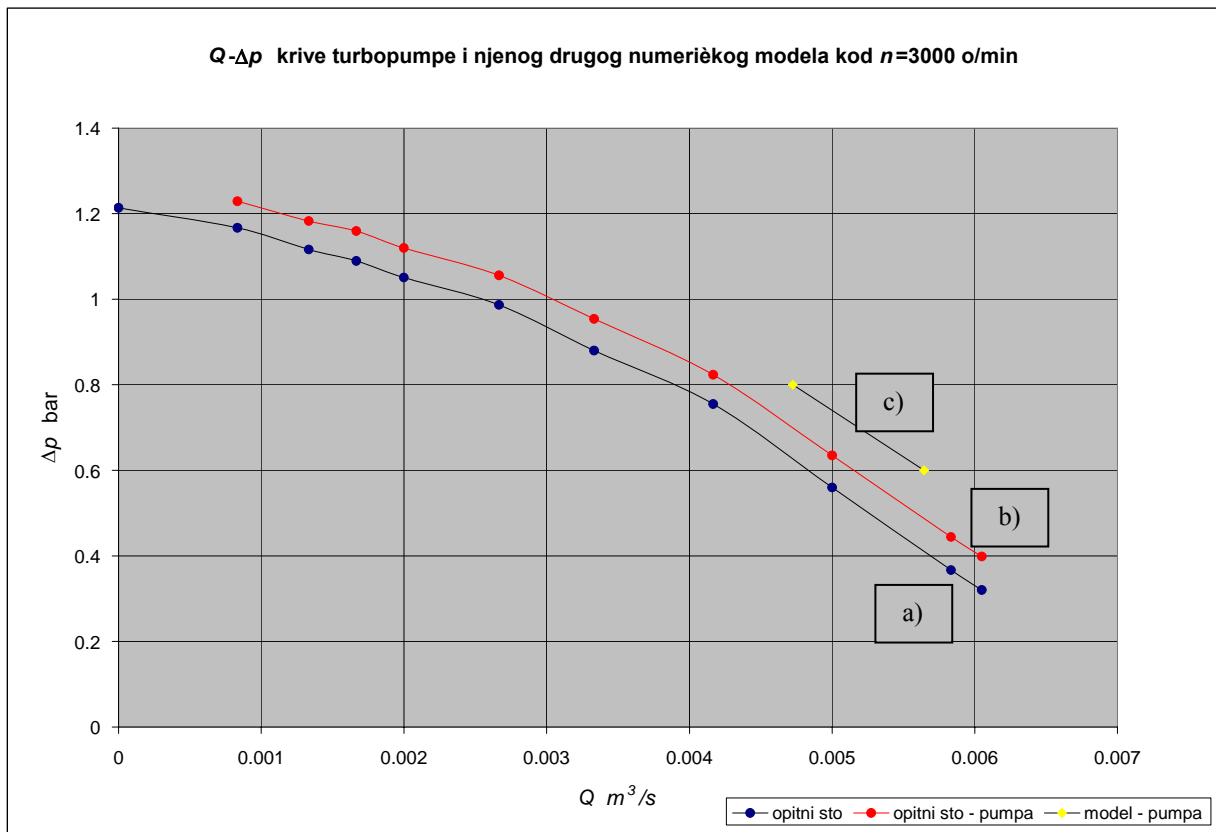


Sl. 11.125 Promjena rezultujuće radijalne sile F_r na fiktivnom radnom kolu drugog modela izabrane automobilske turbopumpe, kod primjene egzaktnog postupka proračuna ($n = 3000$ o/min), a za opći napor $\Delta p = 0,8$ bar

O uspješnosti predložene metodike proračuna i dizajna automobilskih turbopumpi i matematskog modela ugrađenog u primijenjeni program za numeričke proračune, najbolje svjedoče uporedne $Q-\Delta p$ krive analizirane automobilske turbopumpe i njenog drugog numeričkog modela, date na slici 11.126. Kriva a) dobivena je na osnovu rezultata eksperimentalnih ispitivanja na opitnom postrojenju, na kome su mjesta mjerenja pritiska distancirana od nivoa ispitivane pumpe (na usisnoj strani mjerno mjesto je 0,5 m ispod, a na potisnoj strani 0,2 m iznad nivoa pumpe), pri $n=3000$ o/min. Upotrijebljene su srednje vrijednosti većeg broja mjerenja na istoj pumpi. Kriva b) dobivena je preračunavanjem rezultata eksperimentalnih ispitivanja, primjenom Bernoullieve jednačine, na nivo pumpe. Kod toga nisu uračunati gubici radnog fluida na priključnim stezaljkama, koji su znatni, prvenstveno zbog nagle promjene presjeka na ovim mjestima, što je posebno izraženo na usisnoj strani pumpe. Kriva c) rezultat je numeričkih proračuna, realizovanih na drugom modelu analizirane turbopumpe primjenom egzaktnog postupka proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola, pri $n = 3000$ o/min. Kod numeričkih modela su dobivene veličine protoka veće za 8 do 11 % u odnosu na eksperimentalno dobivene rezultate na opitnom postrojenju, za iste nivoe općeg napora Δp . Pri tome, kako je već napomenuto, nisu

uzeti u obzir gubici na priključnim stezaljkama. Za očekivati je da bi se s uračunavanjem ovih gubitaka, pomenuta razlika dobivenih vrijednosti protoka svela na oko 5 %.

Prikazani rezultati potvrđuju da se proračun i dizajn turbopumpi može uspješno provoditi primjenom CFD analiza, a efikasnost u realizaciji ovih zadataka može se značajno povećati primjenom u [1] predložene metodike. Ovim se opovrgava i tvrdnja [6], kojom se kaže da primjena numeričkih metoda kod manjih turbopumpi daje povećane vrijednosti karakteristika toka, u odnosu na stvarno stanje.



Sl 11.126 Q- Δp krive izabrane automobilske turbopumpe i njenog drugog numeričkog modela

- na osnovu rezultata eksperimentalnih ispitivanja, s od pumpe distanciranim mjernim mjestima, pri $n=3000$ o/min,
- na osnovu rezultata eksperimentalnih ispitivanja (za $n=3000$ o/min), proračunatih primjenom Bernoullieve jednačine na nivo pumpe (bez uračunatih gubitaka na stezaljkama opitnog postrojenja),
- na osnovu numeričkih proračuna, primjenom egzaktnog postupka proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola, za $n = 3000$ o/min

11.6.9 Struktura modela izabrane turbopumpe za analize primjenom približnog postupka proračuna

Analize primjenom približnog postupkom proračuna (MRF postupak), provedene su na prvom modelu izabrane automobilske turbopumpe (slika 11.93), ali s cijelim međulopatičnim kanalima, bez formiranja dodatnih prstenova na ulaznoj i izlaznoj strani fiktivnog radnog kola, kako je to ranije urađeno kod ovog modela, s ciljem da se može primijeniti egzaktan postupak proračuna s rotiranjem mreže. Model se sastoji od ulaza u radno kolo (slika 11.60, bez posebno odvojenog prstena, ranije potrebnog za formiranje kliznog interfejsa), pomenutih međulopatičnih kanala (slika 11.58) i spirale (slika 11.83). Slika mreže cijelog modela nije posebno prikazana, jer bi se ista u vidljivom dijelu neznatno razlikovala od slike 11.93, na kojoj je prikazana mreža prvog modela izabrane automobilske turbopumpe za analize s rotiranjem radnog kola. Zbog toga će ista slika poslužiti i za objašnjenje specificiranih graničnih uslova na modelu za približan postupak proračuna.

Kolektor-uvodnik je i ovdje izostavljen, jer se smatralo da se ocjena primjenjivosti približnog postupka proračuna, što je glavni cilj analiza prikazanih u ovom poglavlju, može kvalitetno provesti i uporedbom rezultata dviju vrsta analiza na modelima kod kojih je izostavljen ovaj dio. To tim prije što se i ovako imaju modeli cijele turbopumpe, jer je, kako je to već naglašeno, kolektor-uvodnik specifikum samo automobilskih turbopumpi.

Na modelu za približne analize nisu ostavljeni pomenuti dodatni prstenovi na ulazu i izlazu međulopatičnih kanala (korišteni za formiranje kliznih interfejsa), da bi se ispoštovao zahtjev o geometrijskoj istovjetnosti dva modela, nad kojima se žele provesti dvije vrste analiza i porediti dobiveni rezultati. Razlog ovome je što su probni proračuni primjenom približnog postupka pokazali neznatne razlike kod modela sa i bez kliznih prstenova. Jedna od dobrih strana približnog postupka proračuna u ovom trenutku je i to što model može biti potpuno identičan stvarnoj konstrukciji koja se analizira.

Kako je ranije navedeno, približan postupak proračuna je tačan u slučaju kada je tok osnosimetričan na granici između dva subdomena (onog koji u stvarnosti rotira i fiksnog). Kod u ovom poglavlju analiziranog modela, osnosimetričnost toka je djelimično narušena uvođenjem zida između repa i glave spirale, što je rađeno i kod prethodnih modela, da bi se približilo stvarnoj izvedbi pumpe.

11.6.10 Granični uvjeti za prvi model turbopumpe, s cijelim kanalima, kod primjene približnog postupka proračuna

Kod prvog modela izabrane automobilske turbopumpe, s cijelim međulopatičnim kanalima, kod koga su proračuni provedeni primjenom približnog pristupa rješavanja, prvo se pokušalo raditi s istim graničnim uvjetima kao kod egzaktnih proračuna prvog i drugog modela izabrane turbopumpe, na kojima se simulirao opći napor Δp . Potom se pokušalo zadati pritisak na ulazu $p = 0$ bar i odgovarajući protok na izlazu iz spirale modela (prema rezultatima egzaktnog proračuna prvog modela turbopumpe). Ovi pokušaji nisu bili uspješni, a tokom proračuna je dolazilo do izražene divergencije praćenih parametara. Zbog toga su se u ovom slučaju primijenili granični uvjeti kod kojih su na ulazu u model (plava granična površina na ulazu u radno kolo, na slici 11.93) specificirane brzine (s vektorima okomitim na ovu graničnu površinu), i pritisci na izlazu, kako je to navedeno u tabeli 11.5.

Tabela 11.5 Parametri toka za približne proračune prvog modela izabrane turbopumpe, s cijelim međulopatičnim kanalima

Slučaj proračuna	Protok Q (m ³ /s)	Brzina na ulazu (m/s)	Pritisak na izlazu (bar)
1	0,008557	3,761	0,4
2	0,0076495	3,362	0,6
3	0,00657	2,887	0,8
4	0,0048846	2,147	1,0

Navedeni protoci su dobiveni kao rezultat proračuna prvog modela analizirane turbopumpe, kod koga je primijenjena prva vrsta analizâ, s rotiranjem fiktivnog radnog kola i sa simulacijom općeg napora Δp . Kako je ranije već navedeno, brzina vode u dovodnom dijelu ispred radnog kola kod centrifugalnih pumpi se kreće u rasponu od 2 do 4 m/s, pa je ovaj raspon i u ovom slučaju obuhvaćen. Na izlazu iz spirale specificirani su isti pritisci kao za odgovarajuće slučajeve proračuna prvog modela analizirane turbopumpe.

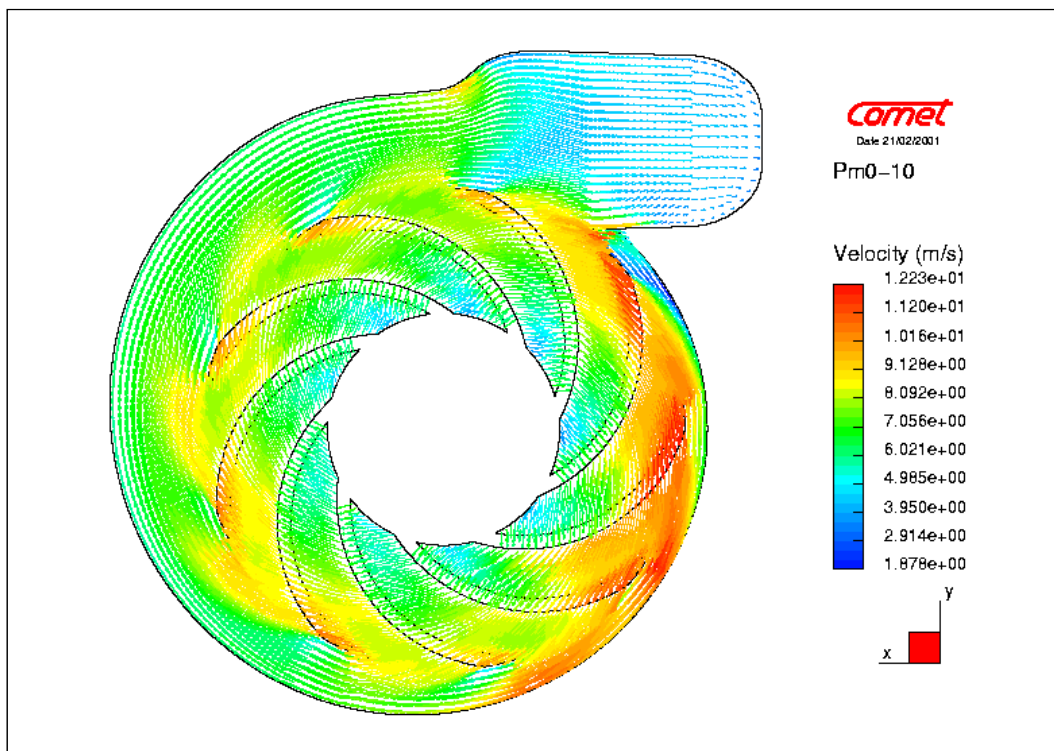
Rotacioni subdomen je kod proračuna imao brzinu obrtanja $n = 3000$ o/min.

11.6.11 Rezultati približnog proračuna prvog modela izabrane turbopumpe, s cijelim međulopatičnim kanalima

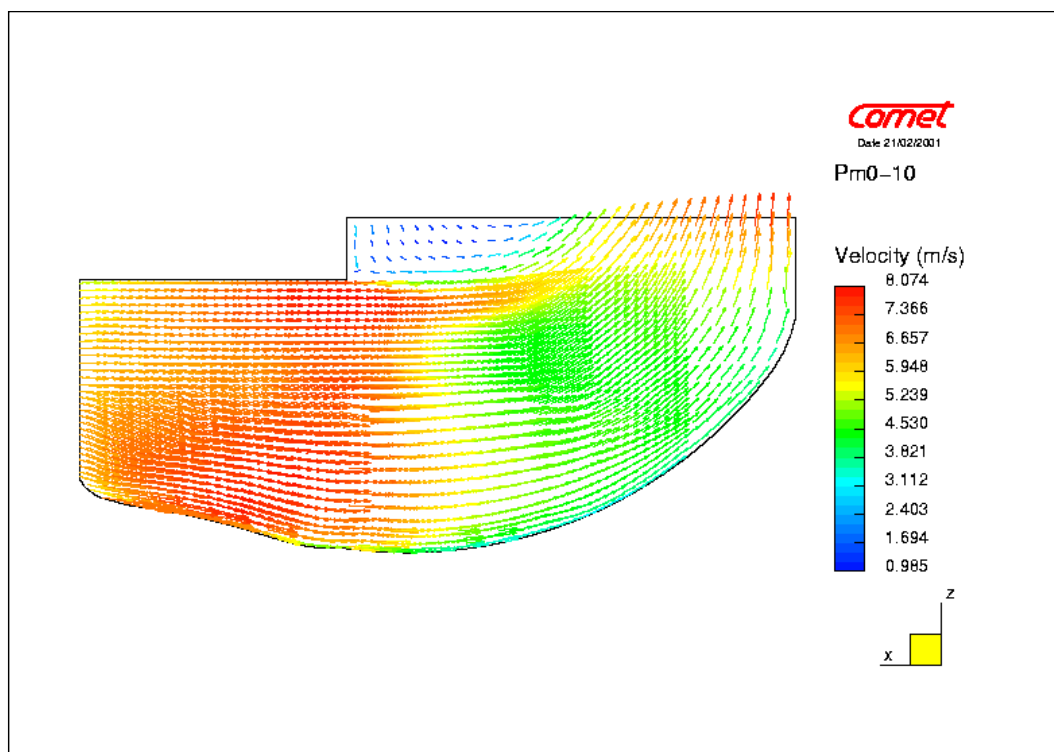
Rezultati približnog proračuna prvog modela izabrane turbopumpe, s cijelim međulopatičnim kanalima, za drugi slučaj proračuna prema tabeli 11.5, pri brzini rotacionog subdomena $n = 3000$ o/min, dati su na slijedećim slikama.

Uporedbom odgovarajućih prikaza rasporeda brzine kod prvog modela analizirane turbopumpe, za egzaktni i približan postupak proračuna (slika 11.127 i 11.94, 11.129 i 11.95, 11.130 i 11.96, te 11.128 i 11.97), može se vidjeti da se dobio visok stepen podudaranja dobivenih rezultata. Pri tome su brzine kod približnog postupka proračuna niže za približno 5 do 10 %. Na slici 11.129 i 11.130 se može vidjeti da kod približnog proračuna "mrtva" zona u području oštrog prelaza fluida na ulazu u radno kolo nije tako izražena kao kod egzaktnog proračuna.

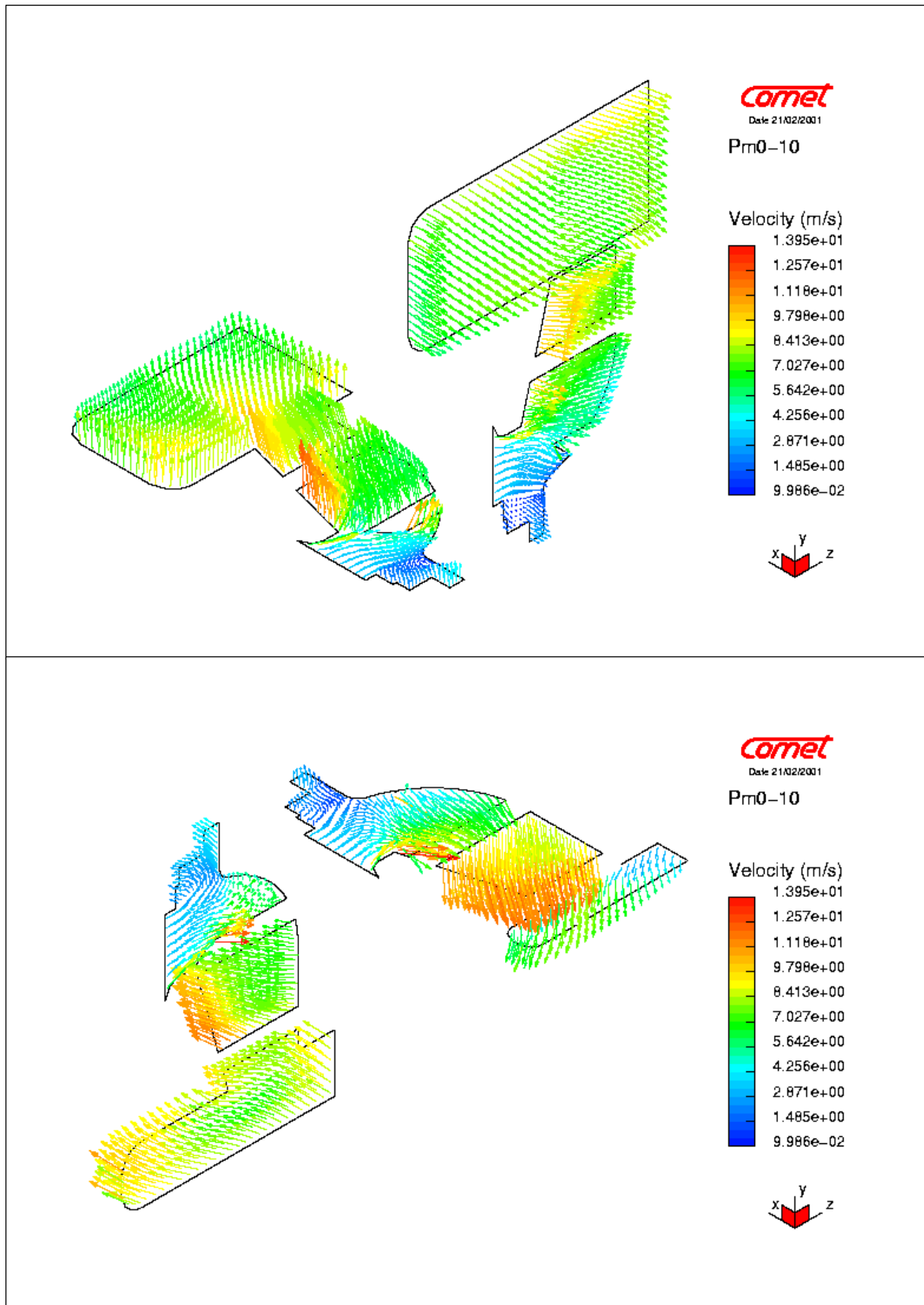
Slike rasporeda pritiska (11.131 do 11.134) pokazuju da se kod približnog postupka proračuna dobije veći raspon kod veličine pritiska. U toku provedbe približnih proračuna, izračunavana je prosječna vrijednost pritiska na ulazu u model (na izlazu je za pojedine slučajeve zadavana vrijednost pritiska prema tabeli 11.5). Na osnovu ovih vrijednosti i veličina protoka, nacrtana je Q - Δp kriva prvog modela turbopumpe, s cijelim kanalima, data na slici 11.135. Uporede li se četiri desne tačke Q - Δp krivih prvog modela turbopumpe, za egzaktni i približan postupak proračunana, datih na slici 11.108 i 11.135, vidi se da su vrijednosti općeg napora kod približnog proračuna za 12 do 25 % veće, tako da je Q - Δp kriva "podignuta" u pozitivnom smjeru ordinate. Oblik krive pri tome je identičan onome dobivenom egzaktnim postupkom proračuna.



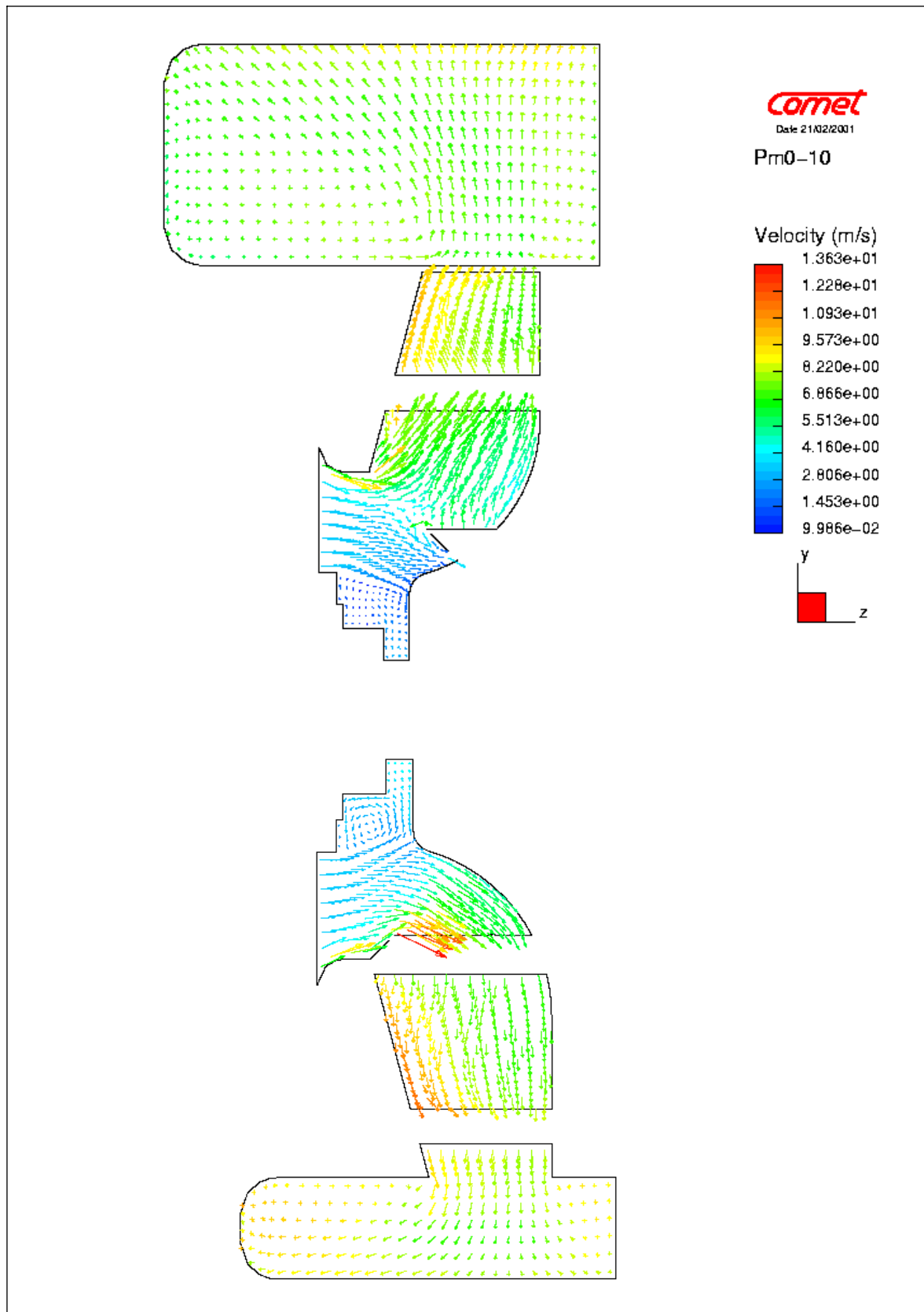
Sl. 11.127 Raspored brzine u međulopatičnim kanalima i spirali (ortogonalni presjek 6 mm od dna kanala) prvog modela izabrane turbopumpe, s cijelim kanalima, kod približnog postupka proračuna (drugi slučaj u tabeli 11.5), pri $n = 3000$ o/min



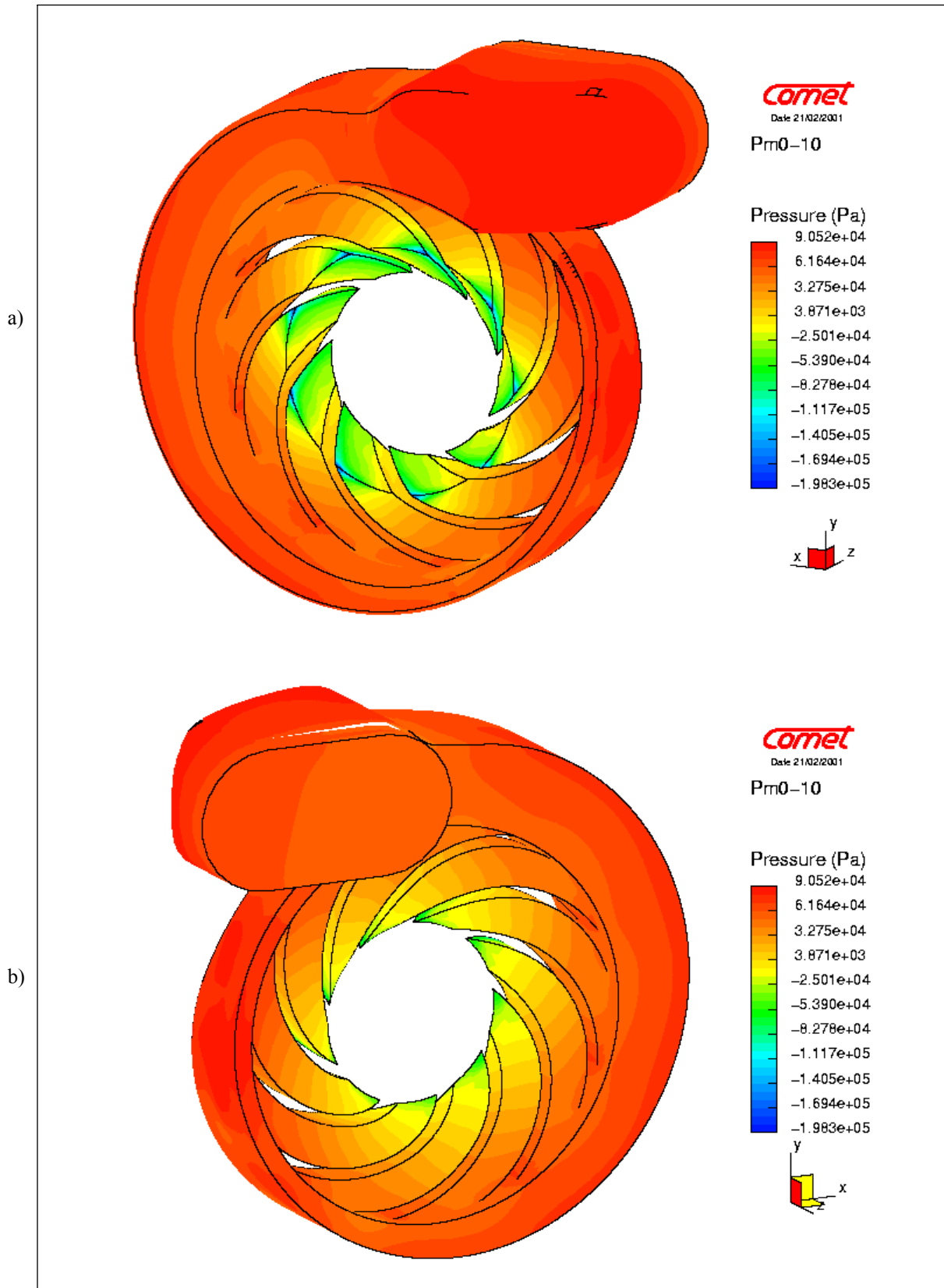
Sl. 11.128 Raspored brzine u glavi spirale (presjek u ravni $y = 64$ mm, prema slici 11.2) prvog modela izabrane turbopumpe (uz podatke na slici 11.127)



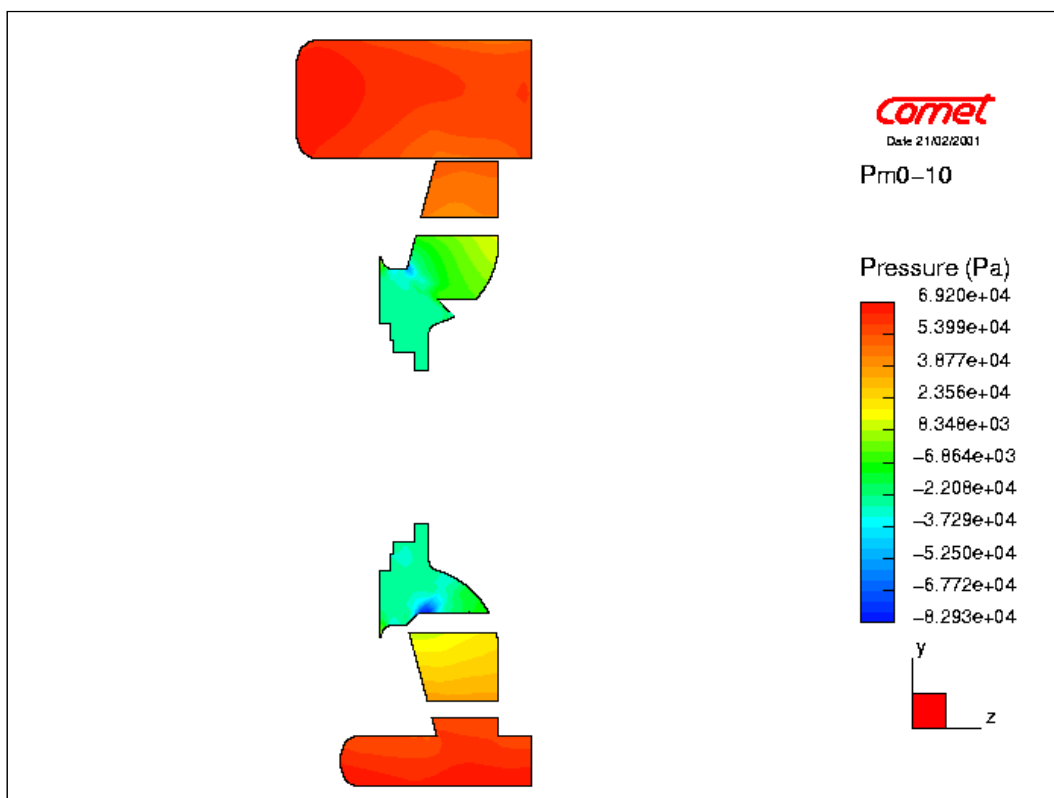
Sl 11.129 Raspored brzine u međulopatičnim kanalima i spirali (meridijalni presjeci) prvog modela izabrane turbopumpe, s cijelim kanalima, kod približnog postupka proračuna (uz podatke na slici 11.127)



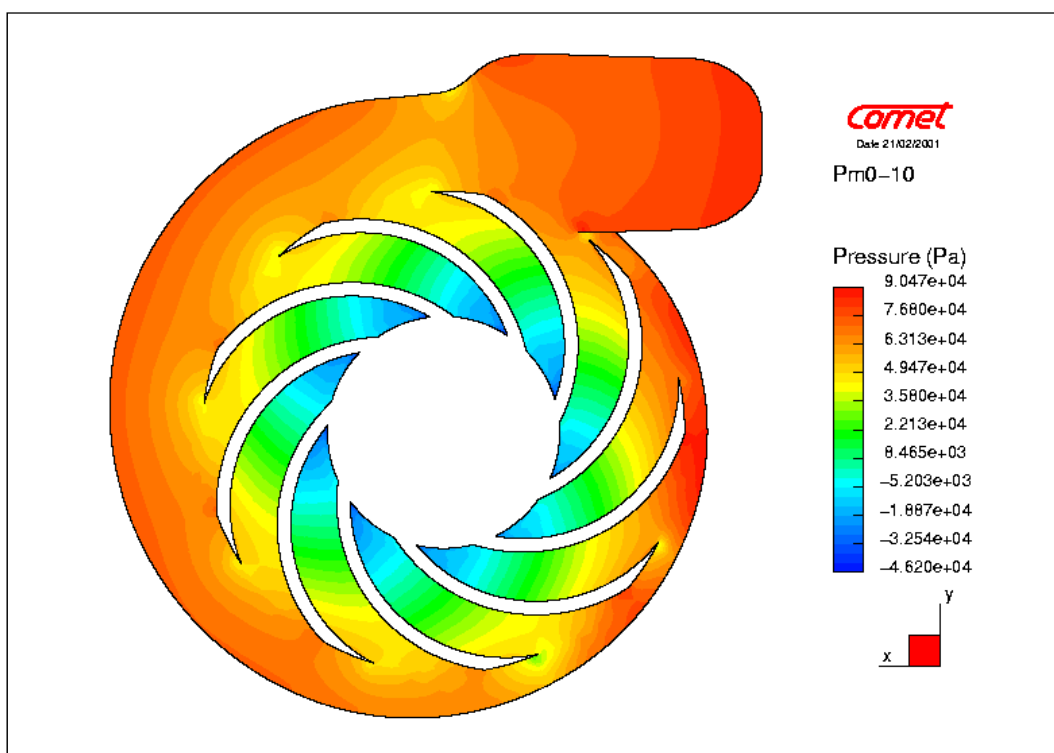
Sl. 11.130 Raspored brzine u međulopatičnim kanalima i spirali (meridijalni presjek) prvog modela izabrane turbopumpe, s cijelim kanalima (uz podatke na slici 11.127)



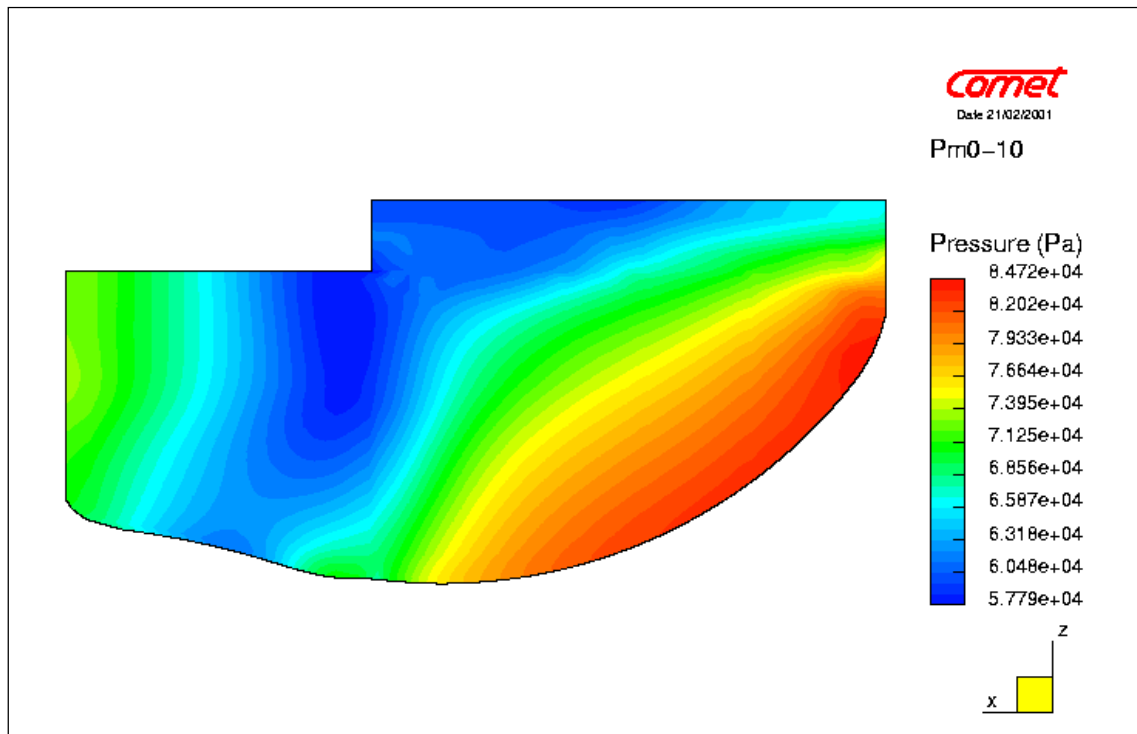
Sl. 11.131 Raspored pritiska u prvom modelu izabrane turbopumpe, s cijelim kanalima, kod približnog postupka proračuna (uz podatke na slici 11.127)
a) pogled od hladnjaka, b) pogled od motora



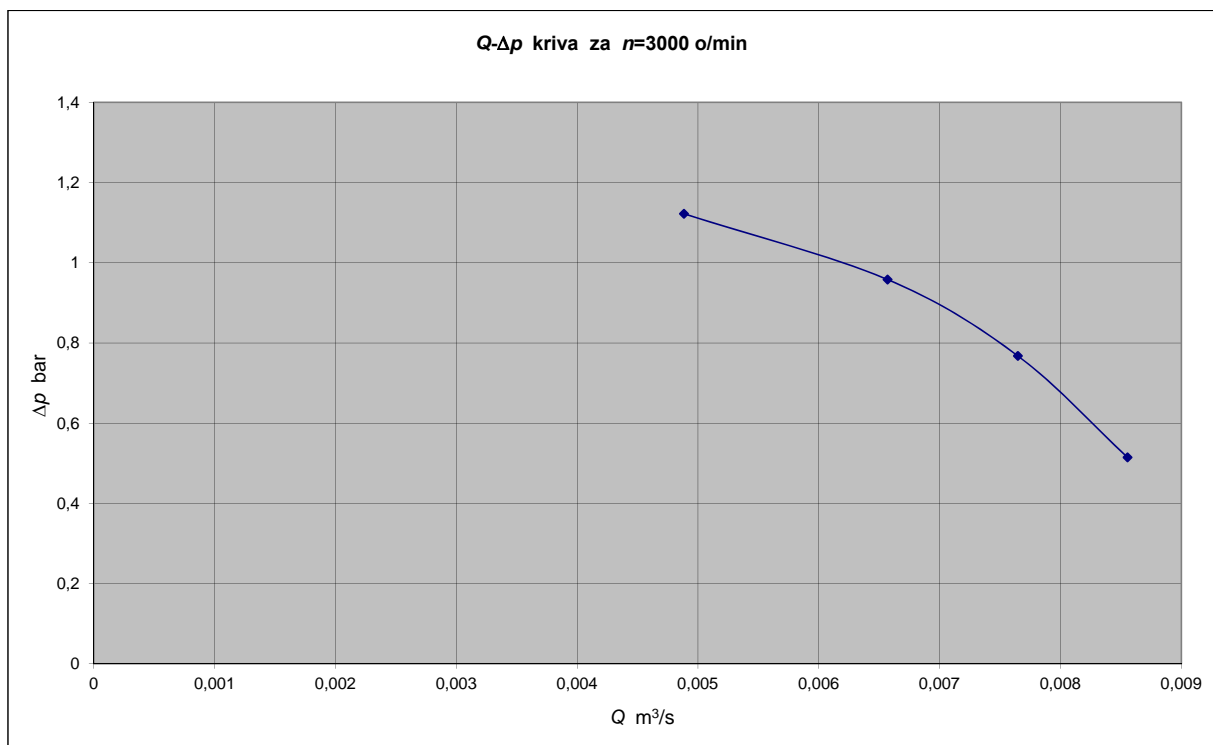
Sl. 11.132 Raspored pritiska u meridijalnom presjeku prvog modela turbopumpe, s cijelim kanalima, kod približnog postupka proračuna (uz podatke na slici 11.127)



Sl. 11.133 Raspored pritiska u međulopatičnim kanalima i spirali (ortogonalni presjek 6 mm od dna kanala) prvog modela turbopumpe, s cijelim kanalima, kod približnog postupka proračuna (uz podatke na slici 11.127)



Sl. 11.134 Raspored pritiska u glavi spirale (presjek u ravni $y = 64$ mm, slika 11.2) prvog modela izabrane turbopumpe, s cijelim kanalima (uz podatke na slici 11.127)



Sl. 11.135 Q - Δp kriva prvog modela izabrane turbopumpe, s cijelim kanalima, na bazi rezultata primjene približnog postupka proračuna, za $n = 3000$ o/min

11.6.12 Uporedni prikazi rezultata CFD analiza

U narednim tabelama dati su uporedni prikazi rezultata CFD proračuna trodimenzionalnih modela, primjenom egzaktnog postupka proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola (tabela 11.6), te približnog postupka proračuna, s rotiranjem koordinatnog sistema (tabela 11.7).

Tabela 11.6 Rezultati CFD analiza s rotiranjem radnog kola

CFD ANALIZE S ROTIRANJEM RADNOG KOLA							
$n = 3000$ o/min							
Model	Granični uvjeti		Protok Q (m ³ /s)	Momenat M_z (Nm)	Korisna snaga N_k (W)	Snaga na vratilu N_v (W)	Stepen iskorištenja η
	Ulaz p_u (bar)	Izlaz p_i (bar)					
model bez spirale	0	0,4	0,012100611	2,04139			
		0,6	0,010119012	2,767076			
		0,8	0,007747881	3,112388			
		1,0	0,003821468	2,366554			
		1,1	0,001227383	1,227572			
1. model Sl. 11.93	0	0,4	0,008557	2,888624	342,28	907,487	0,377
		0,6	0,0076495	2,906315	458,97	913,045	0,502
		0,8	0,00657	2,80817	525,6	882,212	0,595
		1,0	0,0048846	2,441714	488,46	767,087	0,636
		1,2	0				
2. model Sl. 11.109	0	0,6	0,005645	2,038159	338,7	640,306	0,529
		0,8	0,004725	1,998233	378	627,763	0,602

Tabela 11.7 Rezultati CFD analiza primjenom približnog postupka proračuna

CFD ANALIZE PRIMJENOM PRIBLIŽNOG POSTUPKA PRORAČUNA								
broj obrtaja rotirajućeg subdomena $n = 3000$ o/min								
Model	Granični uvjeti		Protok Q (m ³ /s)	Opći napor Δp (bar)	Momenat M_z (Nm)	Korisna snaga N_k (W)	Snaga na vratilu N_v (W)	Stepen iskorištenja η
	Ulaz c_s (m/s)	Izlaz p_i (bar)						
model bez spirale	5,318	0,4	0,012096					
	4,448	0,6	0,010116					
	3,405	0,8	0,007745					
	1,679	1,0	0,003819					
	0,537	1,1	0,001221					
1. model Sl. 11.93	3,761	0,4	0,008553	0,51476	3,33875	440,480	1048,901	0,419
	3,362	0,6	0,007646	0,76769	3,44288	587,029	1081,613	0,542
	2,887	0,8	0,006567	0,95818	3,34907	629,298	1052,144	0,598
	2,147	1,0	0,004882	1,12218	2,88733	547,943	907,084	0,604

Prikazani rezultati pokazuju da približan postupak proračuna, koji zahtijeva znatno kraće vrijeme od egzaktnog postupka, predstavlja najbolje rješenje za analize prije finalnog proračuna. Karakter promjene vrijednosti posmatranih parametara isti je kod oba postupka proračuna. Odstupanja ovih vrijednosti kod približnog postupka, u odnosu na egzaktni proračun, ne prelaze granicu prihvatljivu za inženjerske proračune. Ova razlika bi bila svedena na još manju mjeru u slučaju kada bi se postigla puna osna simetričnost toka na granici između dva subdomena (onog koji u stvarnosti rotira i fiksnog), što je kod modela analiziranih u ovom radu djelimično narušeno uvođenjem prepreke između repa i glave spirale.

11.6.13 Odnos utrošenog vremena kod provedenih CFD analiza

Kod egzaktnih proračuna s rotiranjem fiktivnog radnog kola radilo se s deset iteracija po jednom koraku, jer se poslije desete iteracije kod svih modela dostizala zadovoljavajuća tačnost, bliska zadanoj.

Zavisno od primijenjenih graničnih uvjeta, kod prvog modela turbopumpe se strujanje s ustaljenim promjenama postizalo nakon 2 do 5 obrtaja.

Realizacija približnog postupka proračuna (s rotiranjem koordinatnog sistema) kod prvog modela izabrane automobilske turbopumpe zahtijevala je pet puta kraće vrijeme u odnosu na egzaktni proračun kod istog modela, s rotiranjem radnog kola. Kod pomenutog približnog postupka problem je dostigao zadanu tačnost nakon 682 iteracije.

11.7 EFD analize strujanja fluida u turbopumpi

Inženjeri koji razvijaju uređaje ili sisteme s rotirajućim radnim elementima, moraju da analiziraju i razumiju radne procese u istim, ako žele da razvijaju modele pumpi s visokim stepenom iskorištenja, ili da poboljšaju performanse postojećih pumpi. Kod toga je bitno pravilno odrediti glavne mjere radnog kola pumpe, te konstruktivne parametre oblika lopatica, kao što su: broj lopatica, njihov oblik, ulazni i izlazni ugao lopatice. Na bazi ovih elemenata se definiše preliminarni dizajn svih radnih dijelova pumpe i protočnog trakata iste, s kojima se ulazi u numeričke simulacije i provjere kvaliteta svih parametara koji su dali pomenuti preliminarni dizajn. Primjena CFD, odnosno EFD analiza pruža i mogućnost uočavanje loših mjesta u preliminarnom dizajnu u ranim fazama razvoja uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima.

Za realizaciju numeričkih analiza, prikazanih u ovom odjeljku, primijenjen je softverski paket FloEFD koji je ugrađen kao CFD, odnosno EFD alat u paket SolidWorks Flow Simulation (skraćeno: SW Flow Simulation), kao dio SolidWorks familije softvera.

U okviru MRF metoda, SW Flow Simulation nudi dva nivoa numeričkih analiza. Kod prvog nivoa, na raspolaganju je jednostavan pristup, nazvan Global (Single) Rotating Reference Frame, koji je namijenjen za analize strujanja fluida u radnom kolu pumpe, odnosno za razvoj radnih kola za pumpe s visokim radnim performansama. Kod ovih analiza kućište pumpe se potpuno apstrahira, odnosno realizuju se kvalitativne analize strujanja u radnom kolu kroz primjenu reduciranog numeričkog modela protočnog trakta turbopumpe. Ovdje je u prvom planu radno kolo pumpe, a koncept ovog postupka već je bio predložen u [1], kod definisanja jedinstvene metodike za inženjerski dizajn uređaja i sistema s rotirajućim radnim elementima.

Drugi nivo numeričkih analiza u paketu SW Flow Simulation omogućava analize u cijelom protočnom traktu turbopumpe.

11.7.1 Analize strujanja fluida u radnom kolu turbopumpe

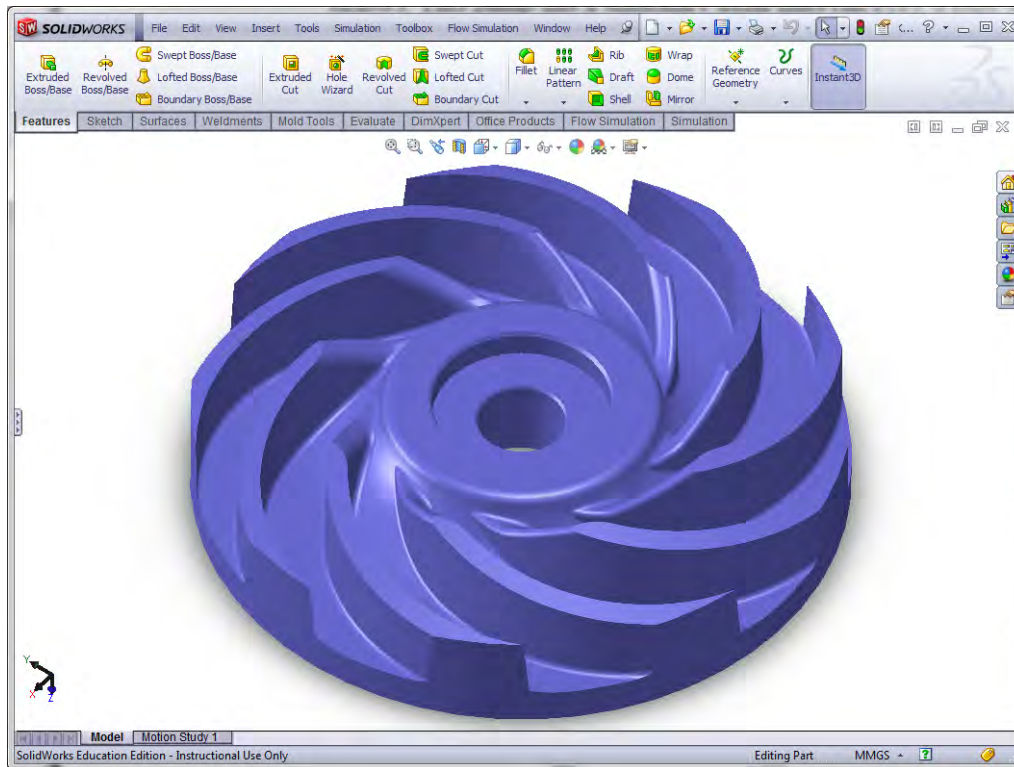
Za realizaciju numeričkih analiza prvog nivoa, u kojima su provedene kvalitativne analize strujanja fluida u radnom kolu turbopumpe, kroz primjenu reduciranog numeričkog modela protočnog trakta iste, provedeni su slijedeći koraci:

Kreiranje 3D modela radnog kola u paketu SolidWorks

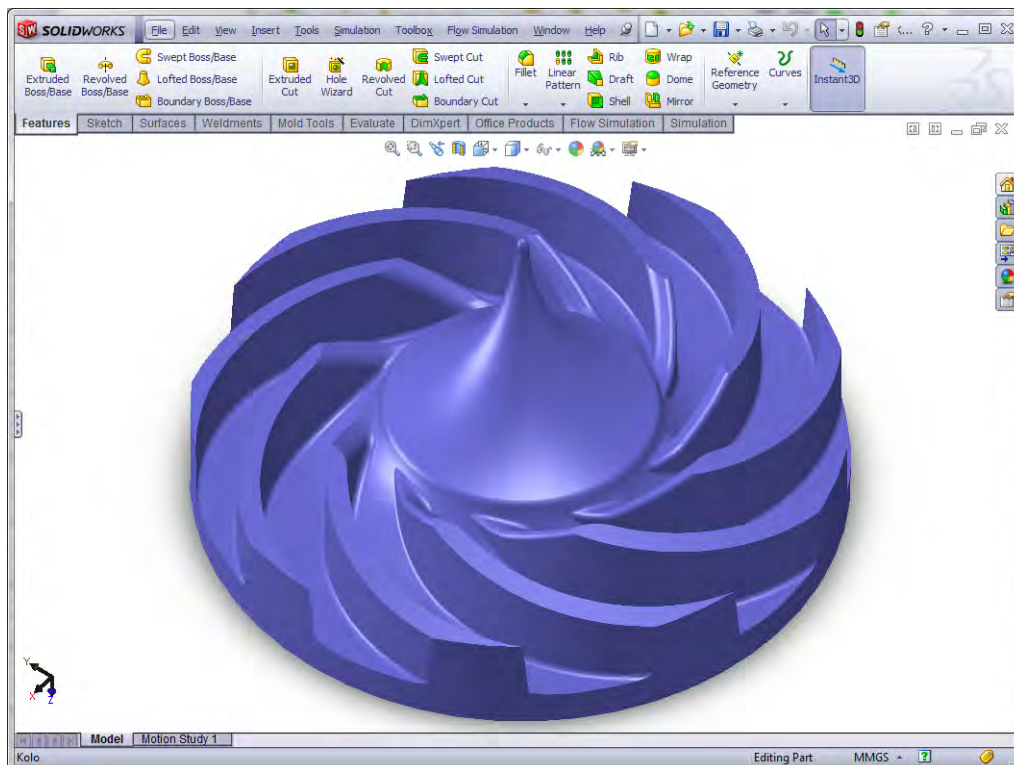
3D model radnog kola izabrane automobilske turbopumpe kreiran je u paketu SolidWorks (slika 11.136) prema radioničkom crtežu datom na slici 10.4.

U fazi pripreme 3D CAD modela za CFD/EFD analize, doraden je model, pri čemu je zatvoren središnji otvor na glavčini radnog kola i dodan uvodnik u obliku obrnutog lijevka, u svrhu ravnomjernije raspodjele fluida pri ulasku u radno kolo (slika 11.137).

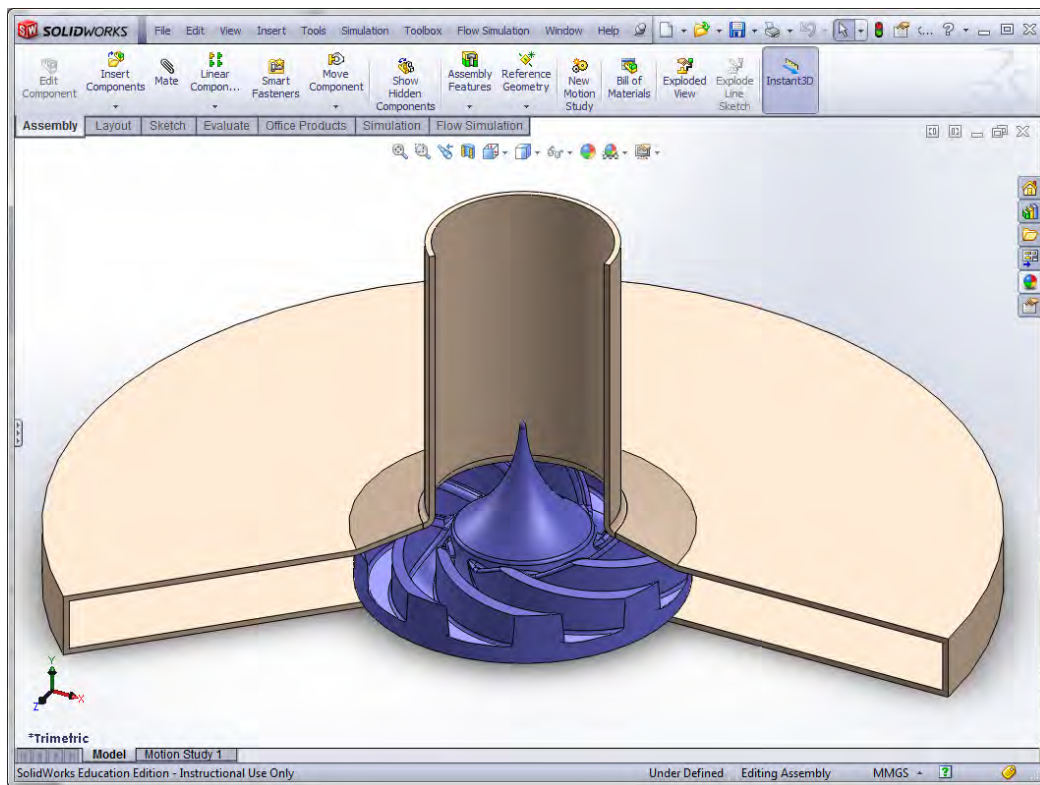
Za potrebe analize, modelirano je kućište kružnog oblika koje obezbjeđuje ulaz fluida u radno kolo kroz stacionarni aksijalni ulaz promjera \varnothing 58 mm. Nakon izlaza iz radnog kola, fluid ulazi u stacionarni radijalni difuzor promjera \varnothing 300 mm. U kućište je ubačeno radno kolo, kao što je to prikazano na slici 11.138. Na slici je dat djelimični presjek modela, da bi se vidjelo radno kolo. Otvor na ulazu fluida u pumpu je zatvoren poklopcem, jer Flow Simulation zahtijeva da unutrašnja zapremina koju ispunjava fluid bude zatvorena.



Sl. 11.136 3D model radnog kola izabrane automobilske turbopumpe, kreiran u paketu SolidWorks



Sl. 11.137 Prilagođeni 3D model radnog kola



Sl. 11.138 Sklop kružnog kućišta pumpe i radnog kola

Pre-procesiranje u softveru SW Flow Simulation

Flow Simulation ima "wizard-based" interfejs koji inženjera vodi kroz postupak za definisanje osnovnih postavki analize. Taj postupak se sastoji iz slijedećih koraka:

1. Izbor konfiguracije modela

Bira se konfiguracija modela koja se želi analizirati. Flow Simulation omogućava tzv. konfiguracijski bazirane analize strujanja fluida, povezane s odgovarajućim konfiguracijama sklopova modeliranih u SolidWorksu, i na taj način obezbjeđuje široku paletu "šta-ako" scenarija. Svaka analiza strujanja ili kreira novu konfiguraciju, ili se veže za postojeću konfiguraciju sklopa modeliranog u SolidWorksu;

2. Izbor sistema jedinica

Bira se sistem jedinica u kojem će se unositi vrijednosti ulaznih parametara i prikazivati vrijednosti parametara dobivenih proračunom. Moguće je izabrati standardne sisteme jedinica, ili kreirati sopstveni sistem;

3. Izbor tipa analize

U razmatranom slučaju, izabrana je unutrašnja analiza, jer se posmatra strujanje fluida unutar pumpe. U ovom koraku se inženjer susreće s još dosta izbora. U našem slučaju, pošto se posmatra samo strujanje u radnom kolu, izabran je pristup s upotrebom jednog rotirajućeg koordinatnog sistema (Global/Single/Rotating Reference Frame) i podešen je broj obrtaja radnog kola. Pošto se ne razmatra prenos toplote, nije uključena ova opcija, koja je takođe dostupna u ovom koraku;

4. Izbor radnog fluida

Program sadrži bazu najčešće korištenih fluida, iz koje se može izabrati željeni fluid. U našem slučaju, radi se o vodi. Pored toga, moguće je dodavati nove fluide, ukoliko se oni ne nalaze u bazi;

5. Izbor rezolucije rezultata

Moguće je izabrati željenu rezoluciju rezultata, na skali od jedan do osam. Što je ovaj broj viši, to je u principu mreža kvalitetnija i dobiveni rezultati su tačniji. Ali, to istovremeno povećava CPU vrijeme i računarske resurse potrebne za izvođenje simulacija.

Na osnovu gore izabranih vrijednosti i geometrije SolidWorks modela, SW Flow Simulation automatski prepoznaje zapreminu ispunjenu fluidom i na osnovu nje računsku domenu koja predstavlja "kutiju" ograničenu ravninama paralelnim s osnovnim ravninama (slika 11.139).

Definisanje graničnih uvjeta je naredni korak u pripremi modela za simulaciju. Uspješna primjena pristupa s rotirajućim koordinatnim sistemom i dobivanje pouzdanih rezultata, zahtijeva ispunjavanje slijedeća dva uvjeta:

- ulazno polje tečenja na granicama rotirajuće oblasti mora biti osno-simetrično u odnosu na osu rotacije i
- izlazno polje tečenja na granicama rotirajuće oblasti mora biti u što je god moguće većoj mjeri osno-simetrično u odnosu na osu rotacije.

Na osnovu ova dva zahtjeva je i kreirano kružno kućište potrebno za izvođenje predmetne analize. Granice rotirajuće oblasti, kod primijenjenog MRF postupka s jednim rotirajućim koordinatnim sistemom, su vanjske granice domene računanja.

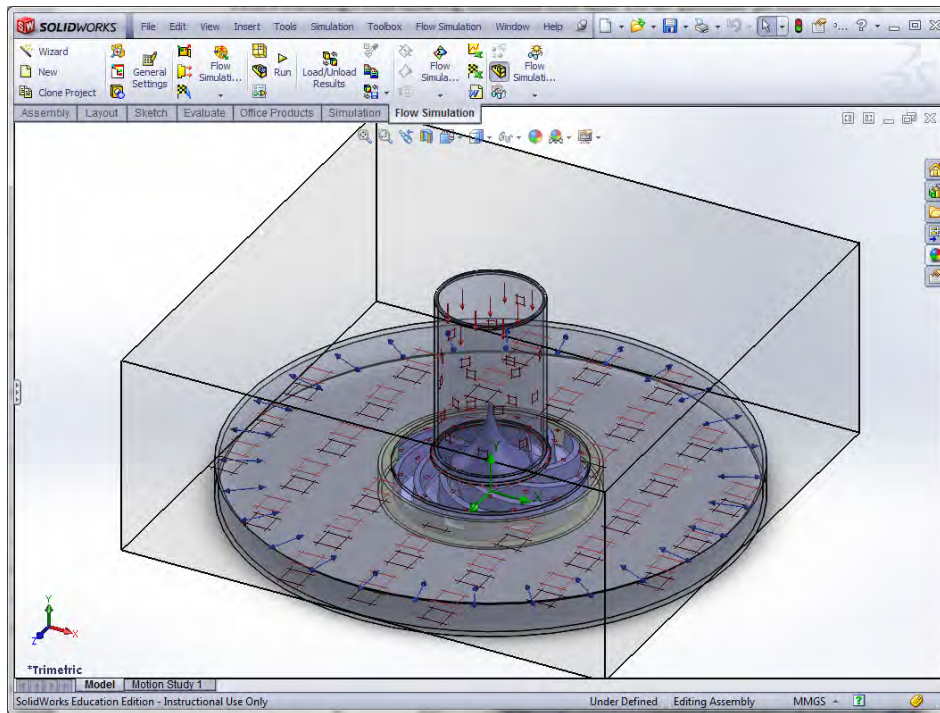
Na ulazu u uvodnik definisan je granični uvjet u vidu protoka kroz kružnu graničnu površinu u jedinici vremena, dok je za cilindričnu izlaznu površinu primijenjen granični uvjet pritisak okoline (101.325 Pa).

U okviru definisanja graničnih uvjeta, potrebno je naznačiti koje komponente u oblasti referentnog rotirajućeg sistema miruju. To se postiže primjenom graničnog uvjeta mirovanja na površine komponenti koje su nepokretne.

Flow Simulation u početku svaki problem stacionarnog tečenja posmatra kao vremenski zavisian problem. Solver vrši izračune s interno određenim vremenskim korakom u potrazi za vremenski nezavisnim poljem strujanja, te je u svrhu zaustavljanja proračuna, neophodno definisati kriterije na osnovu kojih solver dobiva signal da je stacionarno polje postignuto.

Iako Flow Simulation sadrži ugrađene kriterije za prekid procesa proračuna, ipak je najbolje da se za svaki projekat definišu sopstveni kriteriji koji se nazivaju *Goals* ili, u slobodnom prijevodu, ciljevi. Ciljevi se definišu kao fizički parametri od interesa, te se njihova konvergencija, s inženjerske tačke gledanja, može prihvatiti kao kriterij za dobivanje vremenski nezavisnog rješenja. Treba, ipak, naglasiti da je konvergencija definisanih ciljeva samo jedan od uvjeta za završetak proračuna.

Na osnovu gore iznesenog, zadnji korak u okviru pripreme modela za analizu je definisanje parametara od interesa koji su potrebni za određivanje performansi radnog kola. U konkretnom slučaju, kao ciljevi simulacije su definisani statički pritisci na ulazu i izlazu iz radnog kola (neophodni za određivanje razlike pritiska Δp , odnosno napora pumpe) i momenat na lopaticama kola u odnosu na osu obrtanja. Navedeni podaci su potrebni da bi se odredio stepen iskorištenja kola.



Sl. 11.139 Model pumpe s kružnim kućištem i radnim kolom pripremljen za analizu

Kada se vrijednost parametra od interesa želi odrediti u zonama koje se ne nalaze na površinama postojećih komponenti sklopa koji se analizira, potrebno je ubaciti dodatne komponente. Konkretno, u našem slučaju, površina na koju se primjenjuje *Goal* statičkog pritiska na izlazu iz radnog kola, se nalazi na mjernom prstenu koji je ubačen u sklop jedino iz tog razloga (unutrašnja površina blijedo žutog prstena na slici 11.139). Pri tome je važno naglasiti da se pomenuti mjerni prsten mora isključiti iz analize, da ga solver ne bi tretirao kao prepreku.

Kada su završene sve navedene faze pre-procesiranja, pokreće se generator mreže koji automatski generira mrežu i solver koji rješava postavljeni problem.

Analiza dobivenih rezultata

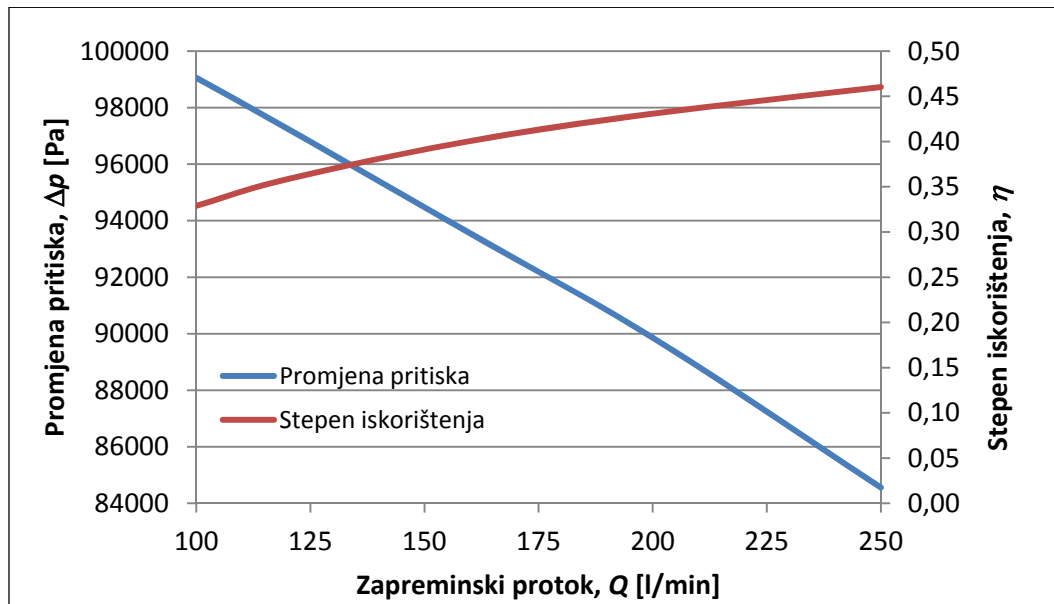
Ranije je navedeno da Flow Simulation omogućava jednostavno provođenje onoliko "šta-ako" studija strujanja fluida kroz radno kolo koliko je potrebno da se, nakon analize dobivenih rezultata (i po potrebi redizajna radnog kola), izabere najbolji dizajn pomenutog radnog kola koji obezbjeđuje tražene performanse pumpe.

U našem slučaju provedeno je pet analiza, s pet različitih zapreminskih protoka na ulazu u pumpu. U svim analizama broj obrtaja radnog kola bio je isti i iznosio je 3.000 o/min. U tabeli 11.8 dat je tabelarni prikaz rezultata provedenih simulacija. U prva tri reda su date vrijednosti parametara dobivenih numeričkim analizama, dok su u zadnja dva reda vrijednosti dobivene na osnovu njih, uz upotrebu odgovarajućih izraza.

Tabela 11.8 Pregled rezultata numeričkih analiza strujanja fluida kroz "idealni" CAD model

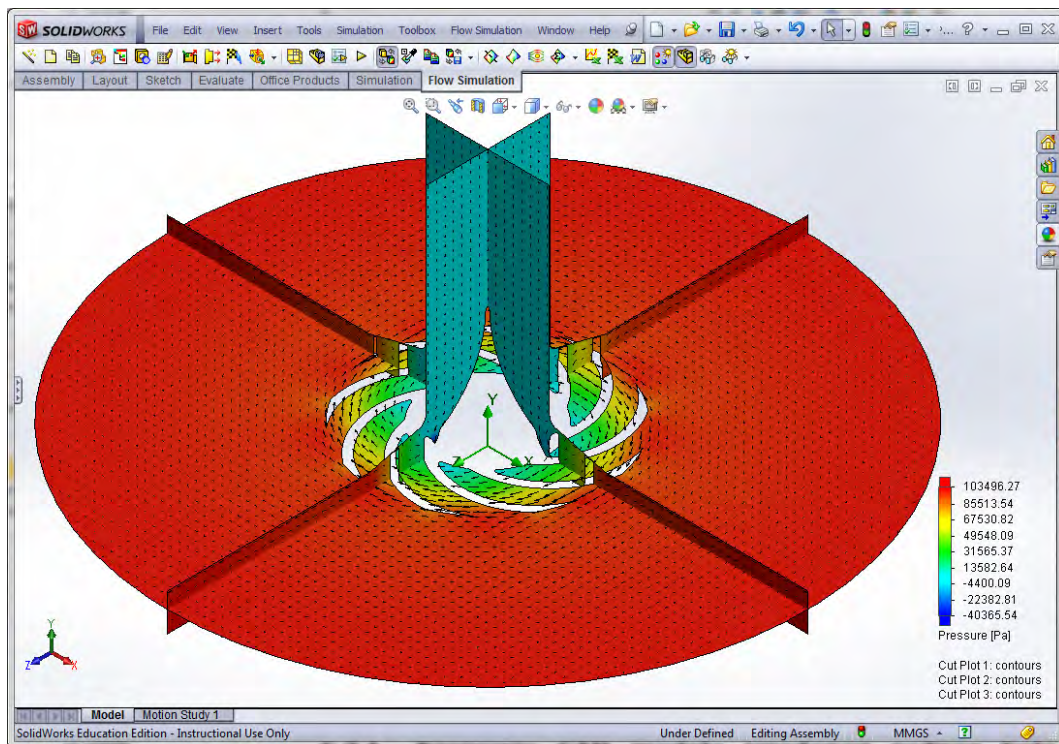
Parametar	Jedinica mjere	Studija I 100 [l/min]	Studija II 120 [l/min]	Studija III 160 [l/min]	Studija IV 200 [l/min]	Studija V 250 [l/min]
Statički pritisak na ulazu	[Pa]	-1270,70626	80,55493	2740,12215	5556,78737	10189,95343
Statički pritisak na izlazu	[Pa]	97786,56834	97335,69783	96288,04616	95417,53948	94747,45496
Moment na kolu	[Nm]	1,59784	1,72713	1,98183	2,21284	2,43628
Zapremski protok	[m ³ /s]	0,00167	0,00200	0,00267	0,00333	0,00417
Promjena pritiska	[Pa]	99757,27460	97255,14291	93547,92401	89860,75211	84557,50153
Stepen iskorištenja	[-]	0,33121	0,35848	0,40067	0,43087	0,46032

Radne krive (slika 11.140) pokazuju zavisnost promjene pritiska i stepena iskorištenja od zapremskog protoka. Karakter dobivenih radnih karakteristika je očekivan, razlika statičkih pritisaka na potisnoj i usisnoj strani se smanjuje sa povećanjem protoka, dok stepen iskorištenja raste.

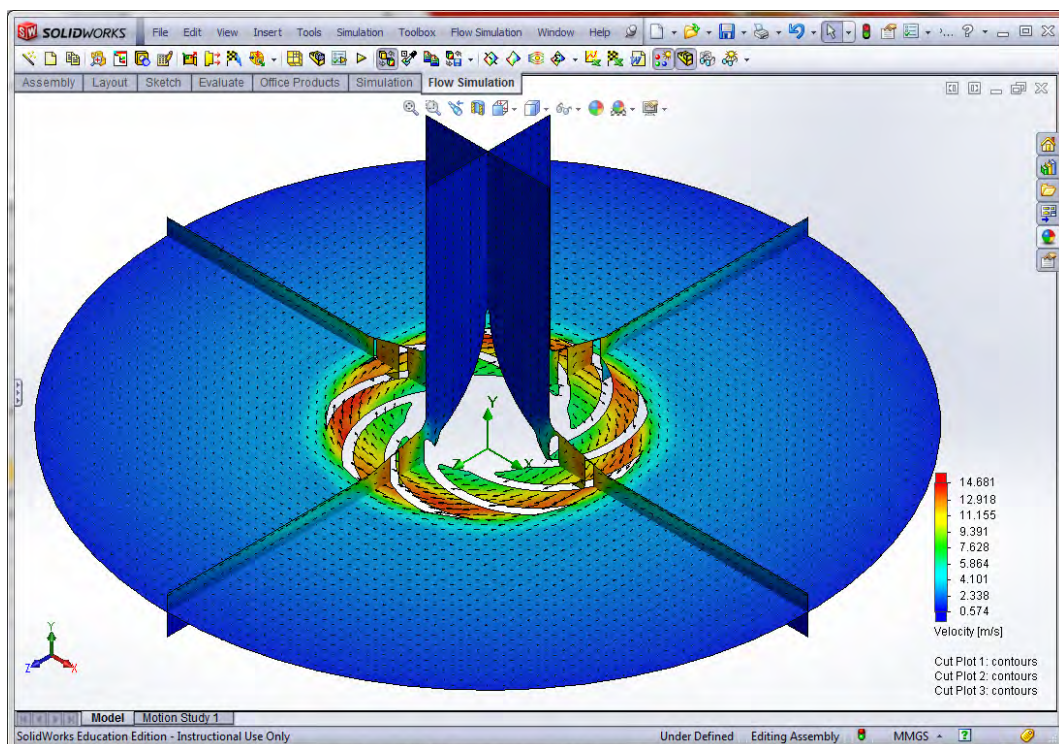


Sl. 11.140 Radne krive pumpe s kružnim kućištem i "idealnim" radnim kolom

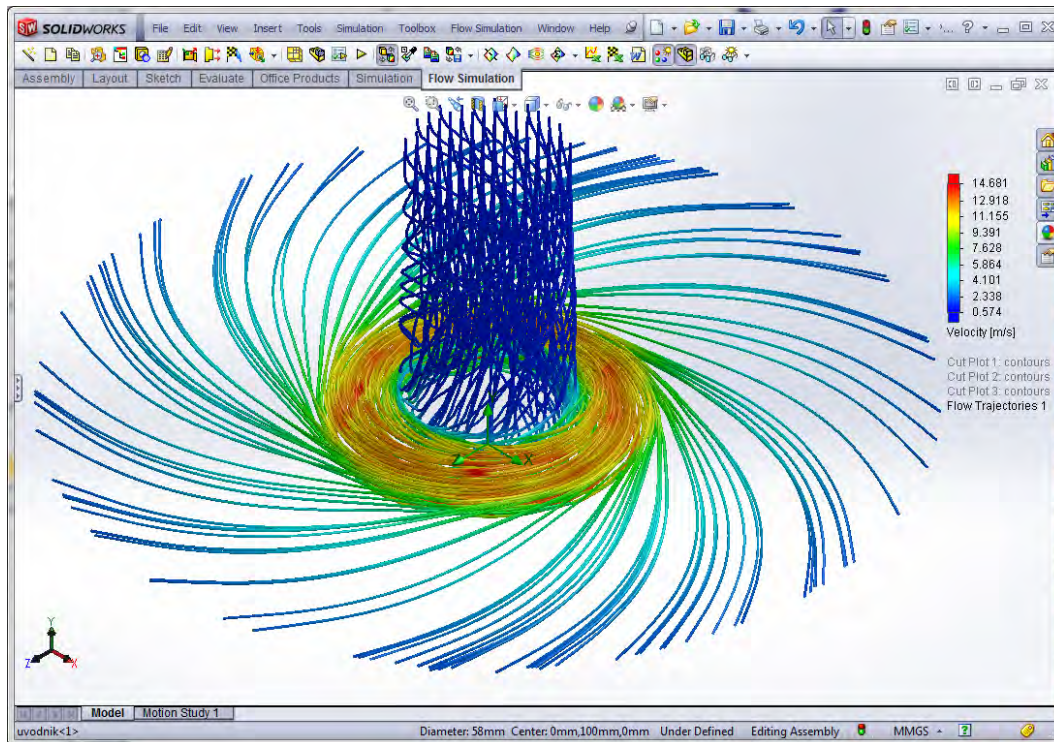
Na slikama 11.141 do 11.143 dati su rasporedi pritiska i brzine u osnovnim ravninama modela.



Sl. 11.141 Raspored pritiska u karakterističnim ravninama



Sl. 11.142 Raspored brzine u karakterističnim ravninama



Sl. 11.143 Trajektorije strujanja radnog fluida

11.7.2 Analize strujanja fluida kroz cijeli protočni trakt turbopumpe

Do sada je vršena analiza strujanja fluida isključivo u radnom kolu pumpe, ne razmatrajući uticaj geometrije preostalih dijelova pumpe na tok fluida. Međutim, ukoliko se žele odrediti performanse cijele pumpe, moraju se u numeričke proračune uključiti svi dijelovi pumpe.

U našem slučaju, pumpa se pored radnog kola sastoji još i od kolektora-uvodnika i spiralnog kućišta, odnosno spirale (slika 10.3).

Jedna od specifičnosti automobilskih turbopumpi je postojanje dva ulazna otvora. Ohlađena voda iz hladnjaka se, u periodu normalnog rada zagrijanog motora, uvodi kroz prvi otvor, dok je drugi u funkciji u periodu zagrijavanja motora, kada se voda s temperaturom nižom od radne usmjerava pored hladnjaka direktno u pumpu.

Pri projektovanju turbopumpi se teži ostvarivanju strujanja u dovodnom dijelu pumpe malom brzinom, sa što ravnomjernijim rasporedom brzine (bez rotacionih komponenti brzine), sem ako je predviđeno dovodenje s ulaznim vrtlogom. Ovim se gubici uslijed trenja svode na najmanju moguću mjeru, čime se stvaraju uvjeti za povoljan rad kola s visokim stepenom korisnosti, uz smanjenu opasnost od kavitacije.

Kao što je ranije navedeno, u spiralnom kućištu pumpe se skuplja sav radni fluid koji izlazi iz radnog kola i usmjerava ka potrošaču (u našem slučaju, prema motoru automobila). Pored toga, u spirali se vrši transformacija kinetičke energije radnog fluida u pritisnu energiju.

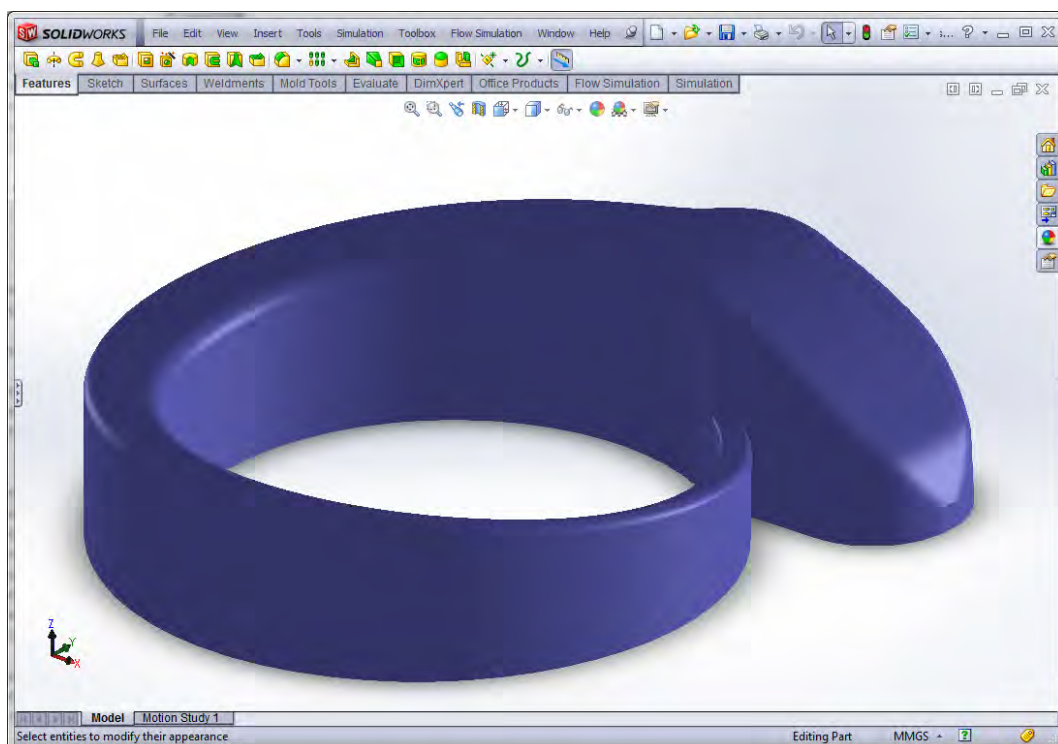
Da bi se izvršila analiza strujanja radnog fluida od ulaza u pumpu do izlaza iz nje, potrebno je izraditi CAD modele preostalih dijelova razmatrane pumpe.

Kreiranje CAD modela kolektora-uvodnika i spirale centrifugalne turbopumpe

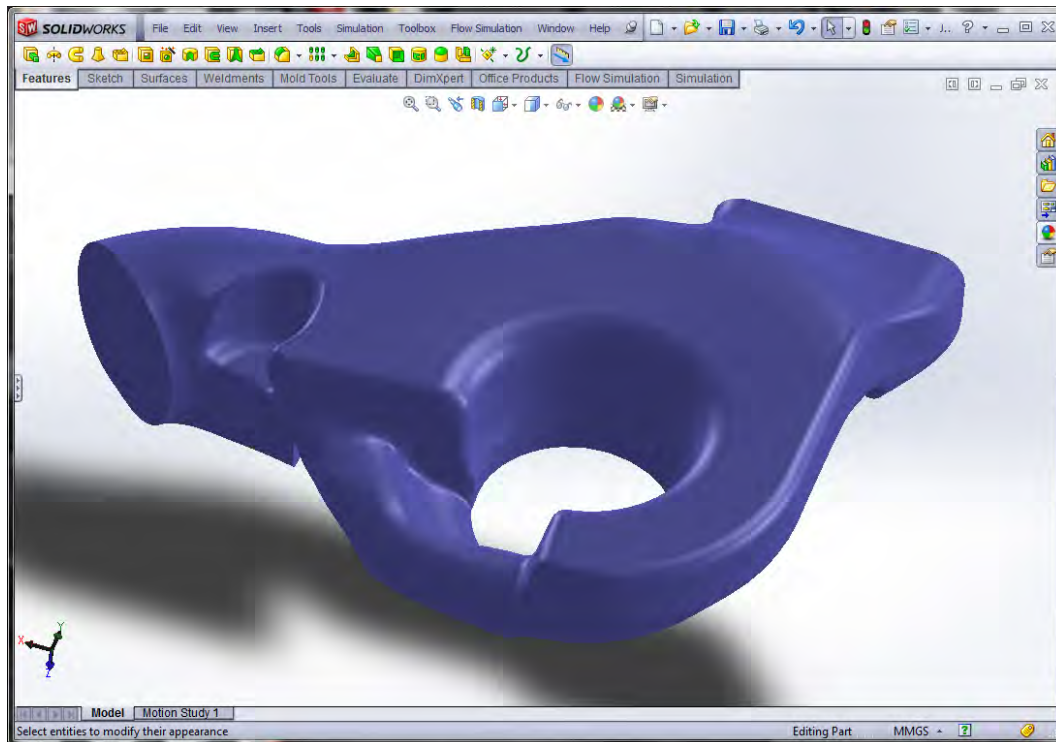
Za izradu potrebnih CAD modela iskorišteni su postojeći CAD modeli prostora koji ispunjava fluid u kolektoru/uvodniku i spirali razmatrane centrifugalne pumpe. Pomenuti modeli su korišteni za numeričke analize realizovane u [1]. Iz ranije pomenutih razloga, u tom radu su korišteni CAD modeli prostora koji ispunjava fluid, a ne sami modeli konkretnih dijelova centrifugalne turbopumpe. Na slikama 11.144 i 11.145 prikazani su postojeći CAD modeli fluida.

CAD model protočnog trakta razmatrane pumpe je kreiran na taj način što su postojeći CAD modeli spojeni u jedan, koji je nakon toga "oduzet" od jednostavnog CAD modela zarubljenog paralelopipeda (slika 11.146). Ovako dobiveni CAD model protočnog trakta pumpe se mogao iskoristiti za numeričke analize strujanja fluida kroz cijelu pumpu iz razloga što se pri analizama nije uzimala u obzir interakcija između fluida i solida, te se nisu uzimali u razmatranje procesi prenosa toplote.

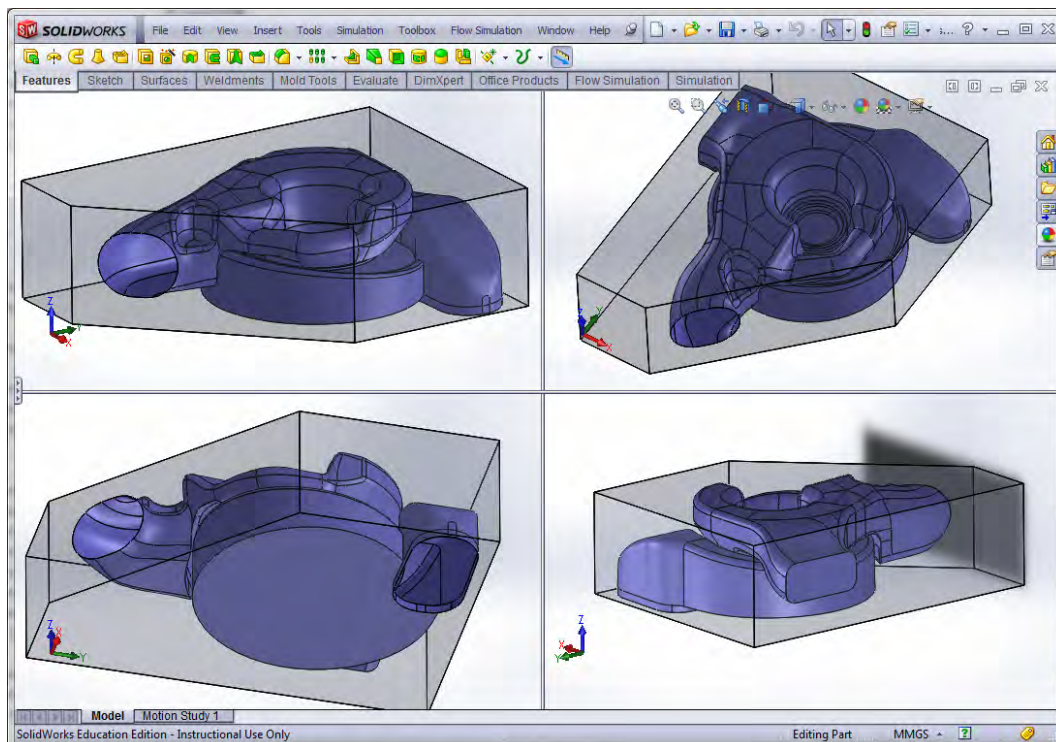
Takođe, pri analizama se posmatralo strujanje fluida kroz centrifugalnu pumpu u slučaju kada fluid u pumpu dolazi iz pravca hladnjaka, odnosno, u periodu normalnog rada zagrijanog motora.



Sl. 11.144 CAD model fluida koji ispunjava spiralu razmatrane pumpe



Sl. 11.145 CAD model fluida koji ispunjava kolektor/uvodnik razmatrane pumpe



Sl. 11.146 CAD model protočnog trakta centrifugalne turbopumpe

Pre-procesiranje u SW Flow Simulation

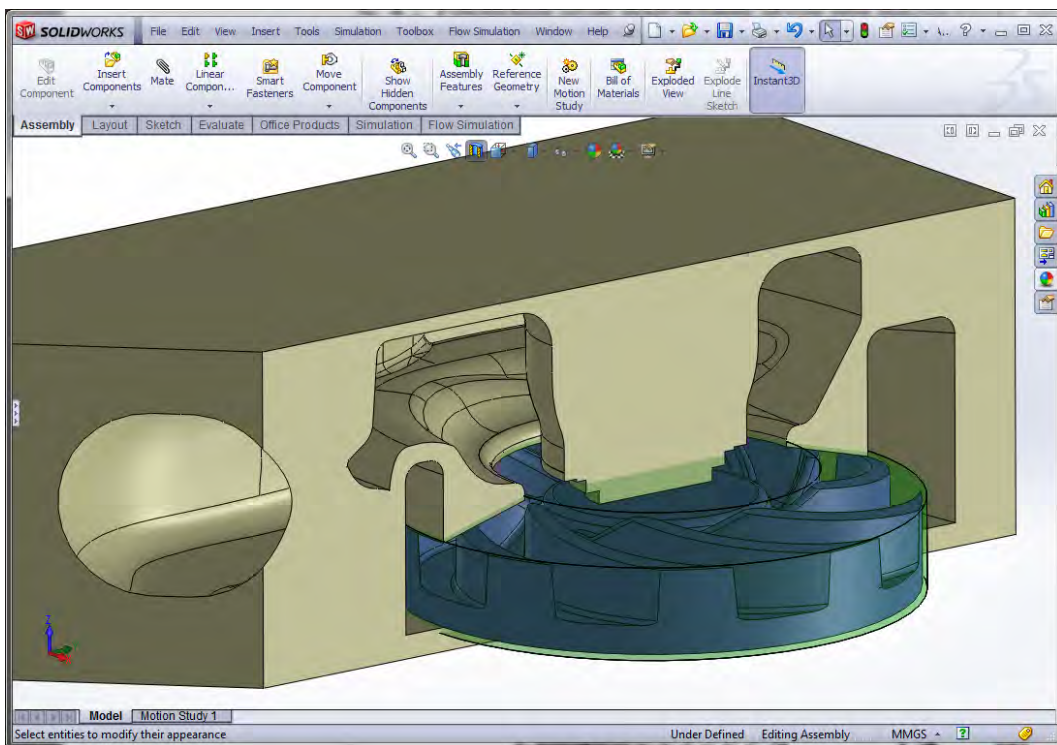
Geometrija kolektora/uvodnika i spirale ne omogućava primjenu koncepta sa jednim rotirajućim koordinatnim sistemom. Razlog nemogućnosti primjene ovog, u gornjem tekstu opisanog, principa leži u činjenici da ne rotirajuće komponente analizirane pumpe nisu osno-simetrične u odnosu na osu rotacije radnog kola.

Zbog toga je ovdje primjenjen koncept lokalnih regiona rotacije (Local Regions of rotation) koji omogućavaju definisanje jednog ili više lokalnih rotirajućih koordinatnih sistema. Svi dijelovi i komponente modela koji se analizira, a koji su obuhvaćeni lokalnim regionom rotacije, rotiraju zajedno sa njim.

Ponovimo još jednom da uspješna primjena pristupa s rotirajućim koordinatnim sistemom i dobijanje pouzdanih rezultata, zahtjeva ispunjavanje sljedeća dva uvjeta:

- ulazno polje tečenja na granicama rotirajućeg regiona mora biti osno-simetrično u odnosu na osu rotacije i
- izlazno polje tečenja na granicama rotirajućeg regiona mora biti u što je god moguće većoj mjeri osno-simetrično u odnosu na osu rotacije.

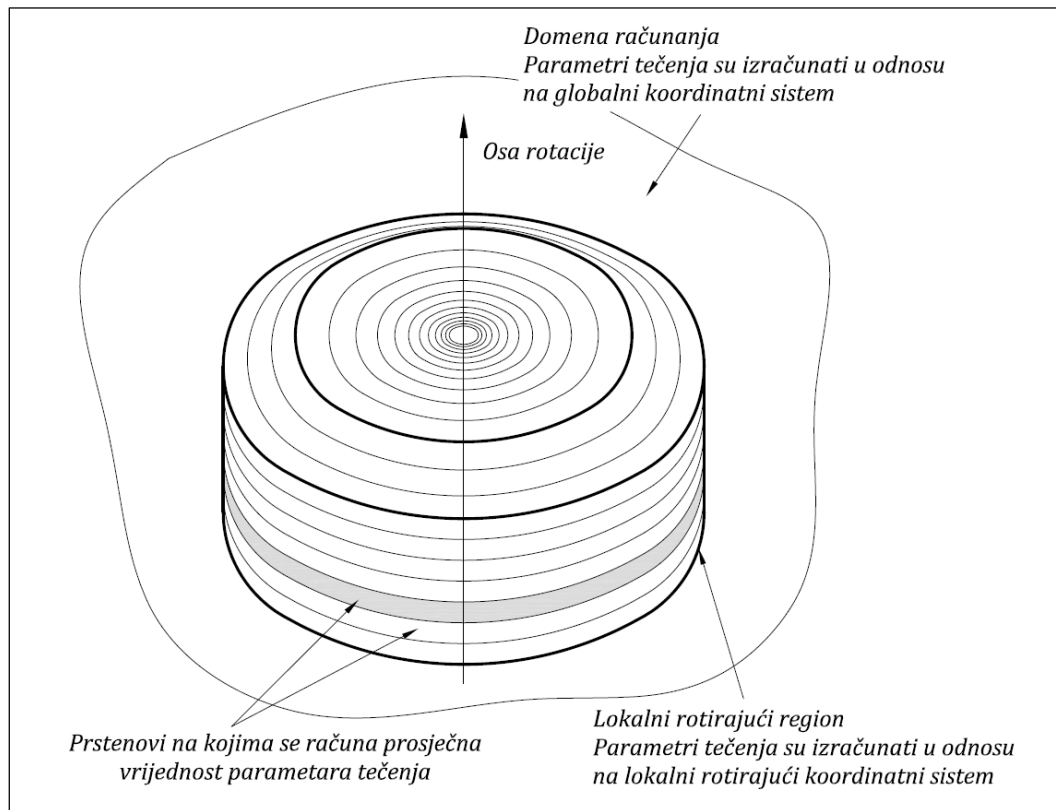
Vodeći se ovim zahtjevima, definisan je lokalni rotirajući region (zeleni disk na slici 11.147) i "ubačen" u CAD model protočnog trakta pumpe, zajedno sa radnim kolom.



Sl. 11.147 Lokalni rotirajući region i radno kolo

U skladu s primjenjenim pristupom, rotirajuća komponenta (radijalno kolo) je okružena sa osno-simetričnim rotirajućim regionom, koji ima svoj koordinatni sistem koji rotira zajedno sa rotirajućom komponentom. U svrhu povezivanja rješenja dobivenih u rotirajućem regionu sa rješenjima dobivenim u dijelu računске domene koja ne rotira, automatski se postavljaju specijalni interni granični uvjeti na "fluidnim" granicama rotirajućeg regiona. Granice rotirajućeg regiona se dijele na prstenove jednake širine kao što je to prikazano na slici 11.148. Tada su

vrijednosti parametara protoka koji se posmatraju kao granični uvjeti od susjednih fluidnih regija jednake njihovoj prosječnoj vrijednosti po obodu na svakom od ovih prstenova.

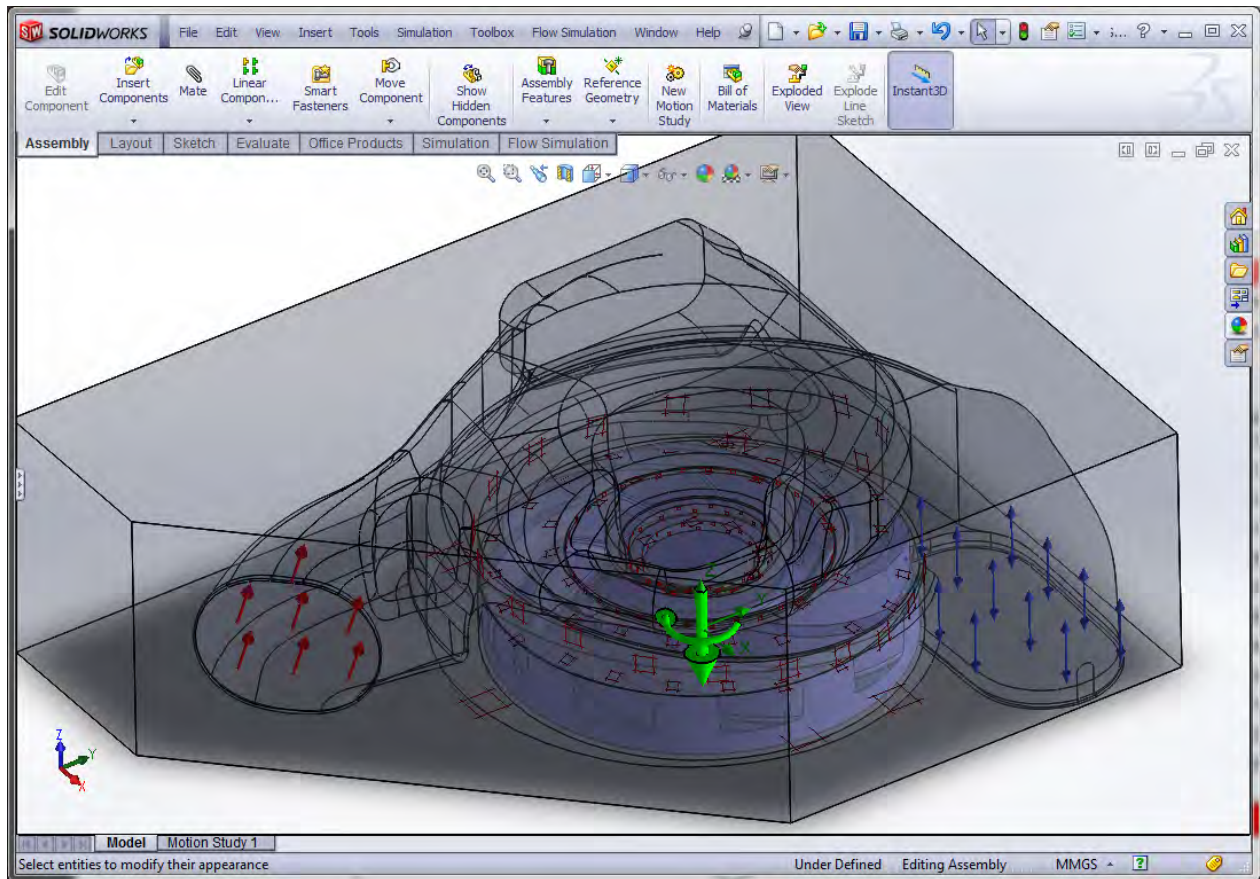


Sl. 11.148 Dijeljenje granica rotirajućeg regiona u prstenove

Na ulazu u uvodnik je definisan granični uvjet u vidu količine radnog fluida koji polazi kroz graničnu površinu u jedinici vremena, dok je na izlaznu površinu primjenjen granični uvjet u vidu pritiska. Vrijednosti navedenih parametara su definisane vrijednostima koje su dobivene eksperimentalnim putem prilikom ispitivanja predmetne pumpe na opitnom stolu proizvođača (tabela 11.10).

U okviru definisanja graničnih uvjeta potrebno je definisati koje komponente u oblasti referentnog rotirajućeg sistema miruju. To se postiže primjenom graničnog uvjeta mirovanja na površine komponenti koje miruju. Pri tome je ispunjen uvjet koji zahtjeva da sve ne rotirajuće komponente u okviru lokalne rotirajuće oblasti moraju biti osno-simetrične u odnosu na osu rotacije. Otvor na kolektoru/uvodniku od strane motora je zatvoren i na njemu nije primjenjen ni jedan granični uvjet (slika 11.149), jer se analizira situacija kada fluid u pumpu dolazi iz pravca hladnjaka.

Zadnji korak u okviru pripreme modela za analizu jeste definisanje parametara od interesa koji su nam potrebni za određivanje performansi centrifugalne pumpe. U konkretno našem slučaju, kao ciljevi simulacije su definisani statički pritisci na ulazu i izlazu iz pumpe (neophodni za određivanje pada pritiska) i moment na lopaticama kola u odnosu osu obrtanja. Navedeni podaci su potrebni da bi se odredio stepen iskorištenja centrifugalne pumpe.



Sl. 11.149 Model cijele pumpe pripremljen za analizu

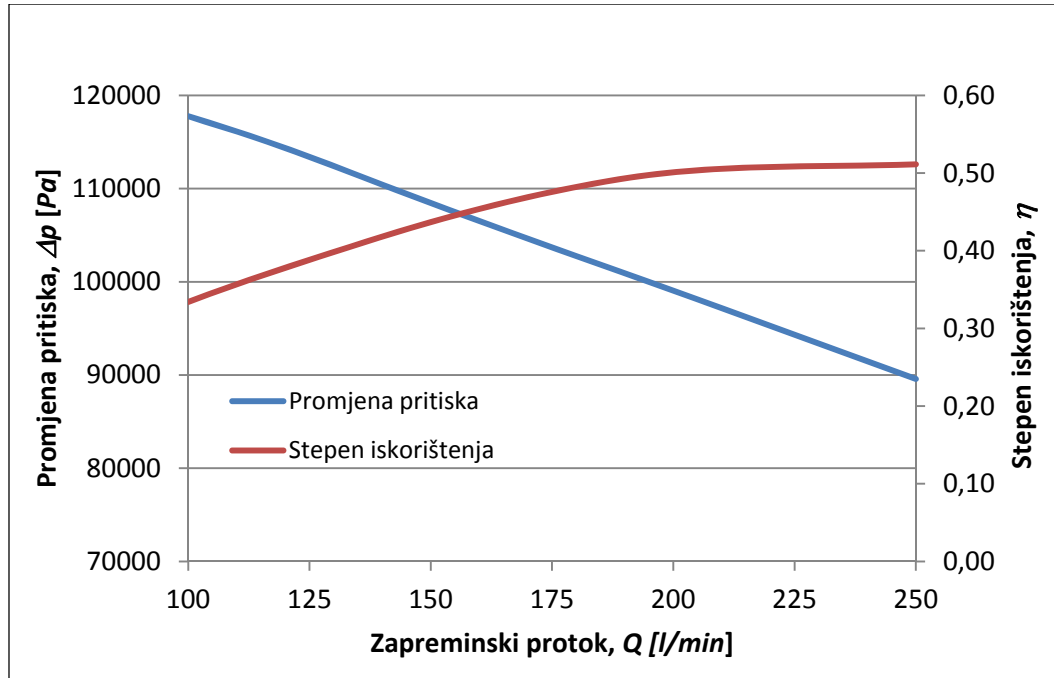
Analiza dobivenih rezultata

Provedeno je pet analiza, sa pet različitih zapreminskih protoka na ulazu u pumpu. U svim analizama broj obrtaja radnog kola je bio isti i iznosio je 3.000 o/min. U tabeli 5.4 dat je prikaz rezultata provedenih simulacija. Vrijednosti u prva tri reda predstavljaju vrijednosti parametara dobivenih numeričkim analizama, dok su u zadnja dva reda vrijednosti dobivene na osnovu njih, uz upotrebu odgovarajućih izraza.

Tabela 11.9 Pregled rezultata numeričkih analiza strujanja fluida kroz cijelu centrifugalnu pumpu

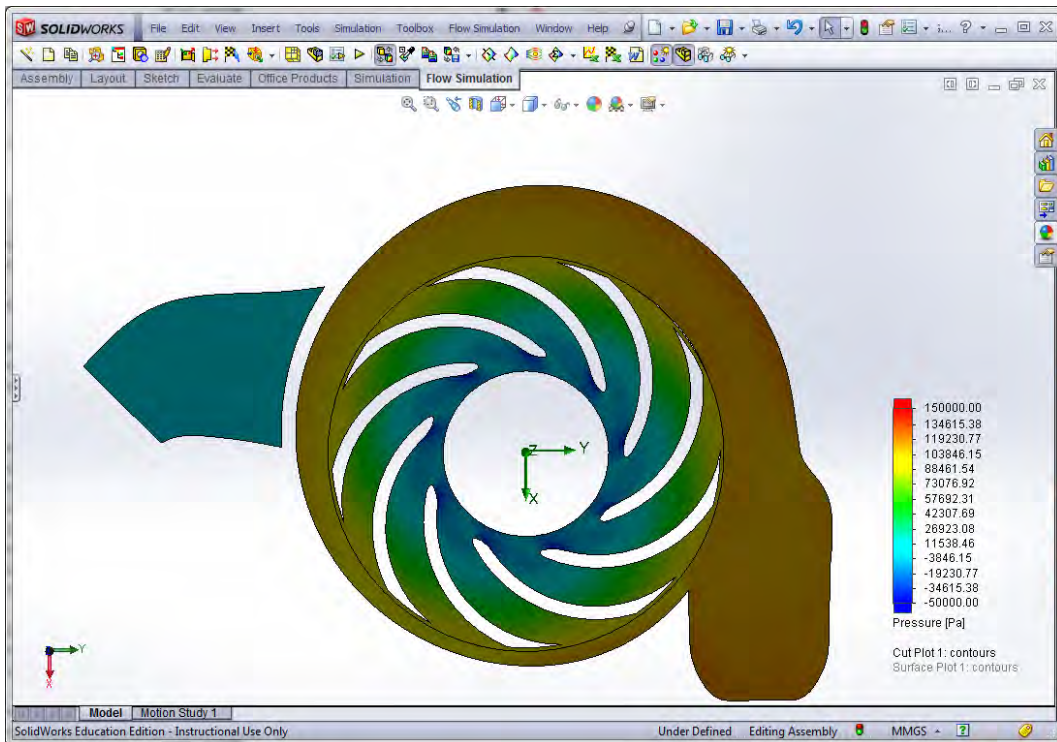
Parametar	Jedinica mjere	Studija I 100 [l/min]	Studija II 120 [l/min]	Studija III 160 [l/min]	Studija IV 200 [l/min]	Studija V 250 [l/min]
Statički pritisak na ulazu	[Pa]	-5.854,932	-6.364,307	-4.524,014	-8.422,607	-12.237,464
Statički pritisak na izlazu	[Pa]	111.929,145	107.997,340	101.991,902	90629,178	77331,816
Moment na kolu	[Nm]	1,87007	1,92561	1,99251	2,09782	2,32380
Zapreminski protok	[m ³ /s]	0,00167	0,00200	0,00267	0,00333	0,00417
Promjena pritiska	[Pa]	117.784,077	114.361,647	105.849,304	99.051,785	89.569,280
Stepen iskorištenja	[-]	0,33414	0,41470	0,45093	0,50098	0,51121

Radne krive (slika 11.150) pokazuju zavisnost promjene pritiska i stepena iskorištenja od zapreminskog protoka. Karakter dobivenih radnih karakteristika je očekivan, razlika statičkih pritisaka na potisnoj i usisnoj strani se smanjuje sa povećanjem protoka, i veća je nego kod analizirane pumpe bez spirale. Nagib krive pritiska je nešto manji. Stepenn iskorištenja pumpe je veći nego kod pumpe sa kružnim kućištem, što je bilo i za očekivati.

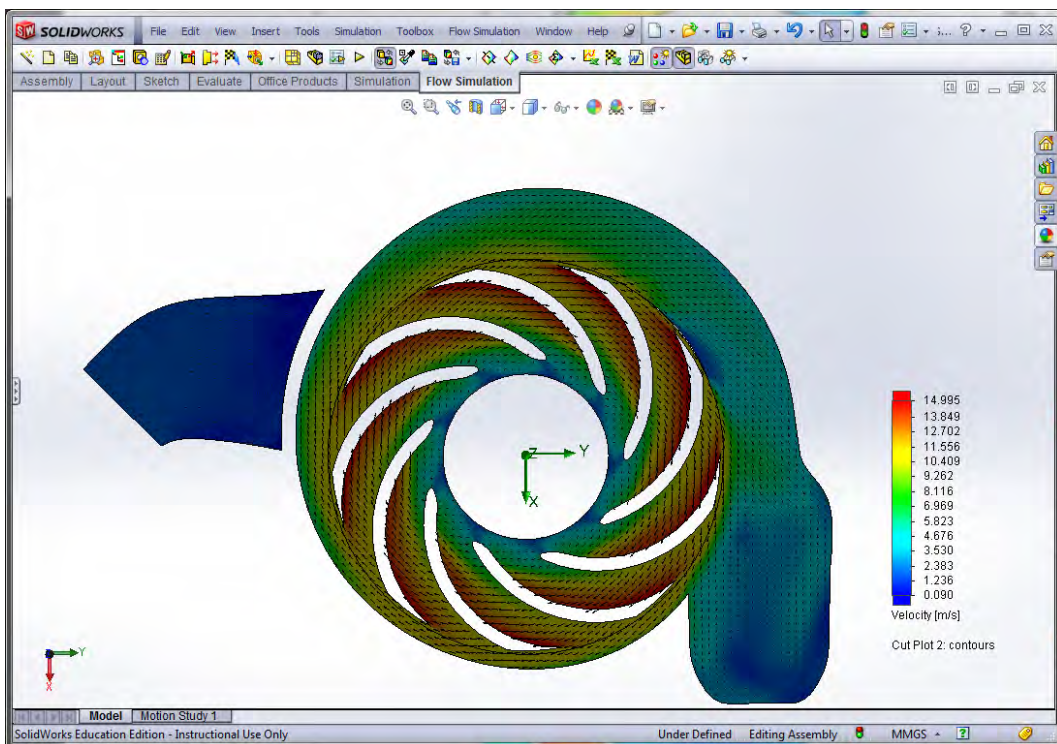


Sl. 11.150 Radne krive analizirane centrifugalne pumpe

Na slikama 11.151 do 11.155 dati su uporedni prikazi rasporeda brzine i pritiska u ortogonalnim presjecima analizirane turbopumpe, na različitoj udaljenosti od osnove diska radnog kola, odnosno od dna međulopatičnih kanala, kako je to navedeno u nazivima ovih prikaza.

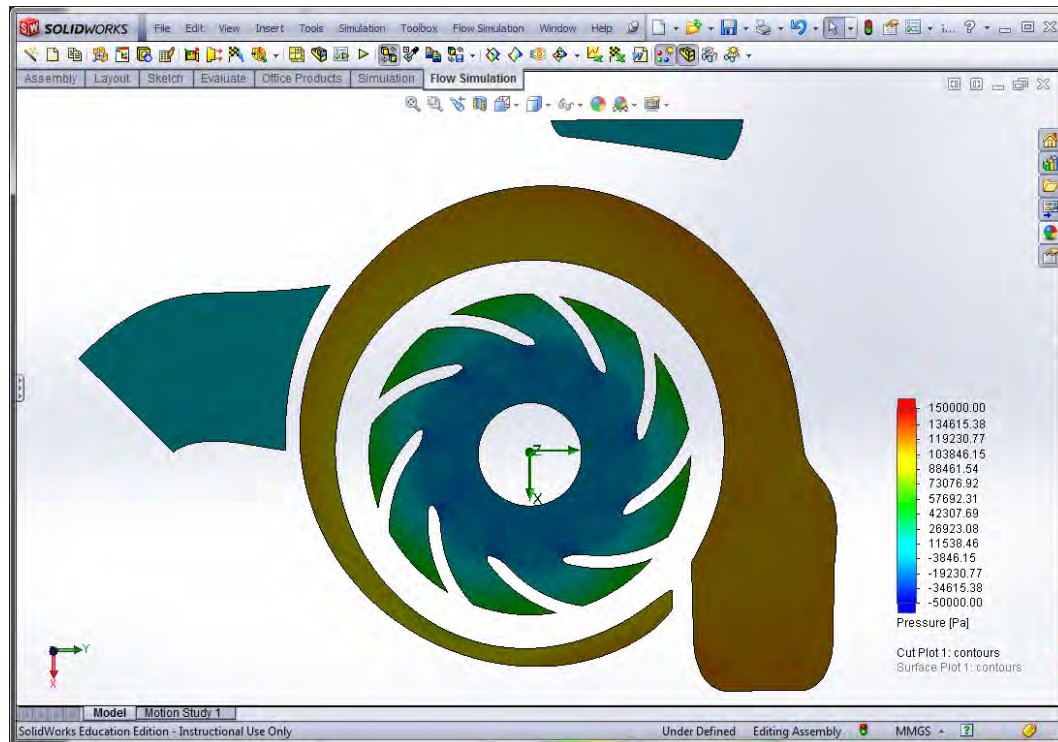


a)

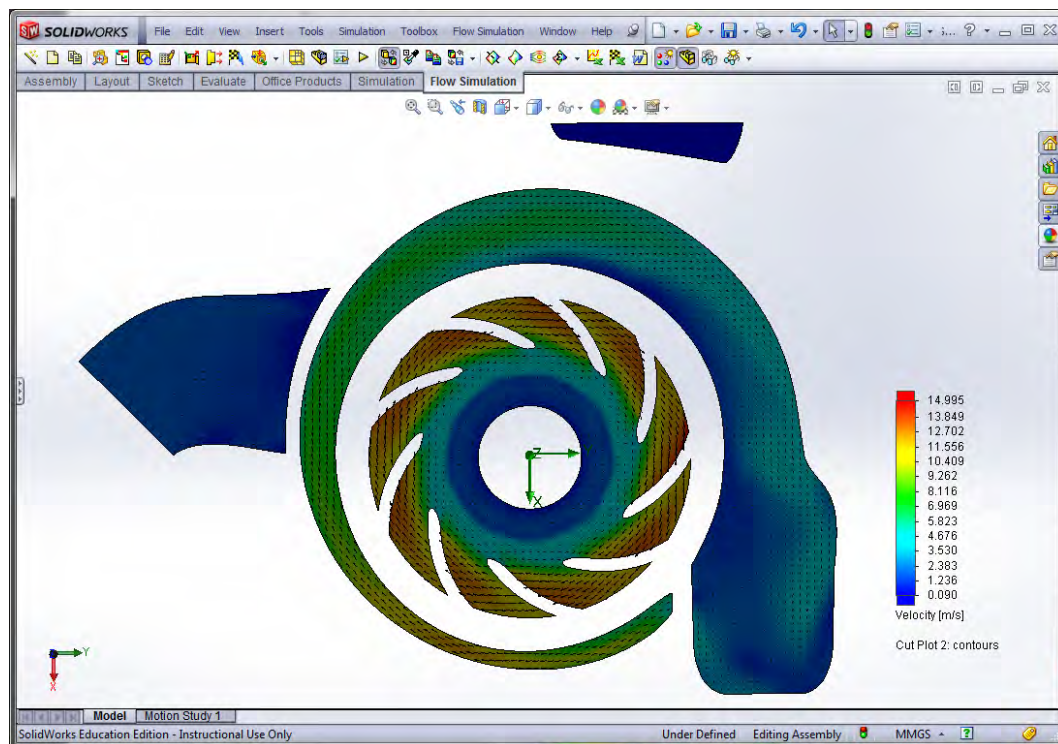


b)

Sl. 11.151 Raspored pritiska i brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 11 mm od dna kanala) analizirane turbopumpe
a) raspored pritiska, b) raspored brzine

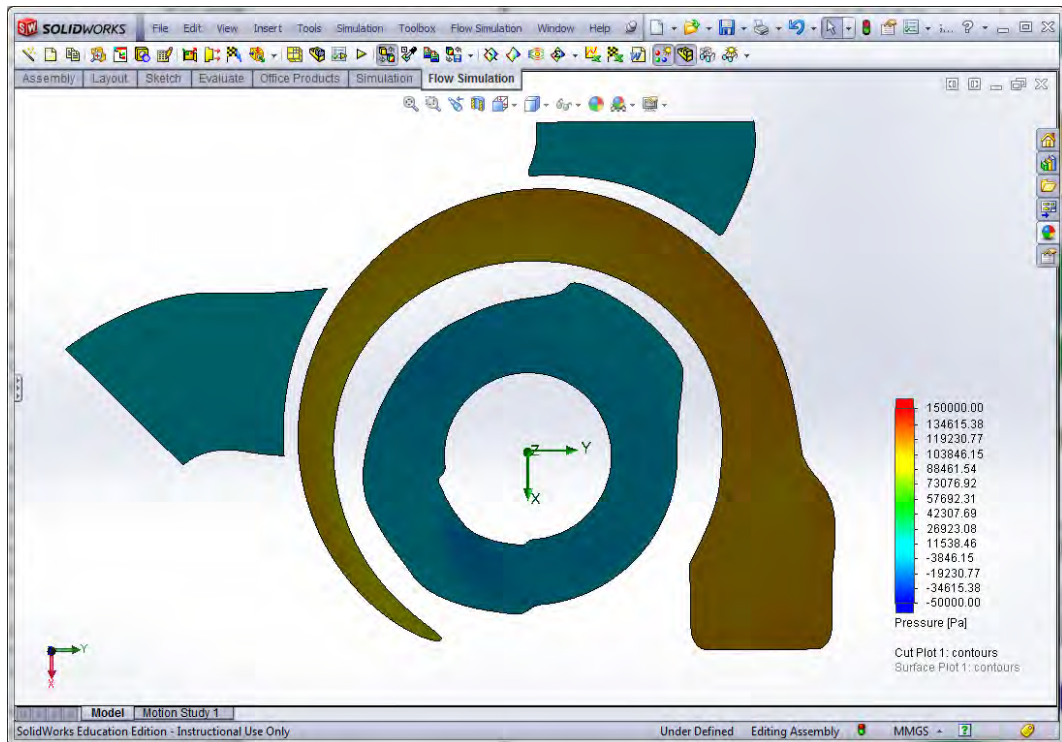


a)

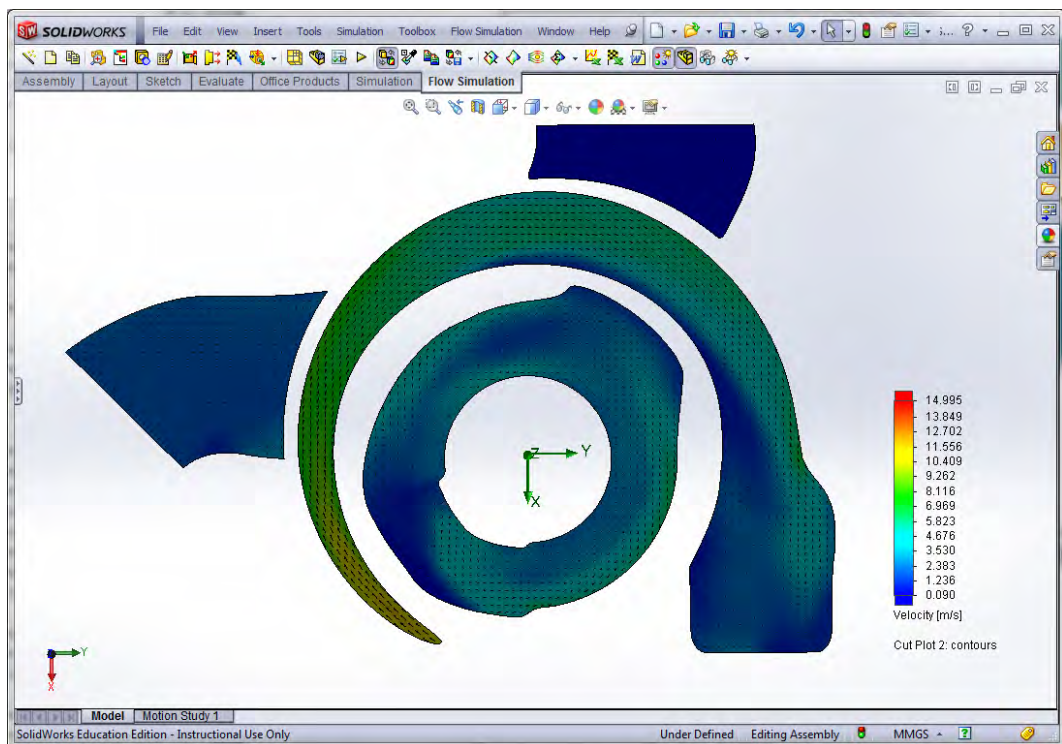


b)

Sl. 11.152 Raspored pritiska i brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 14 mm od dna kanala) analizirane turbopumpe
a) raspored pritiska, b) raspored brzine

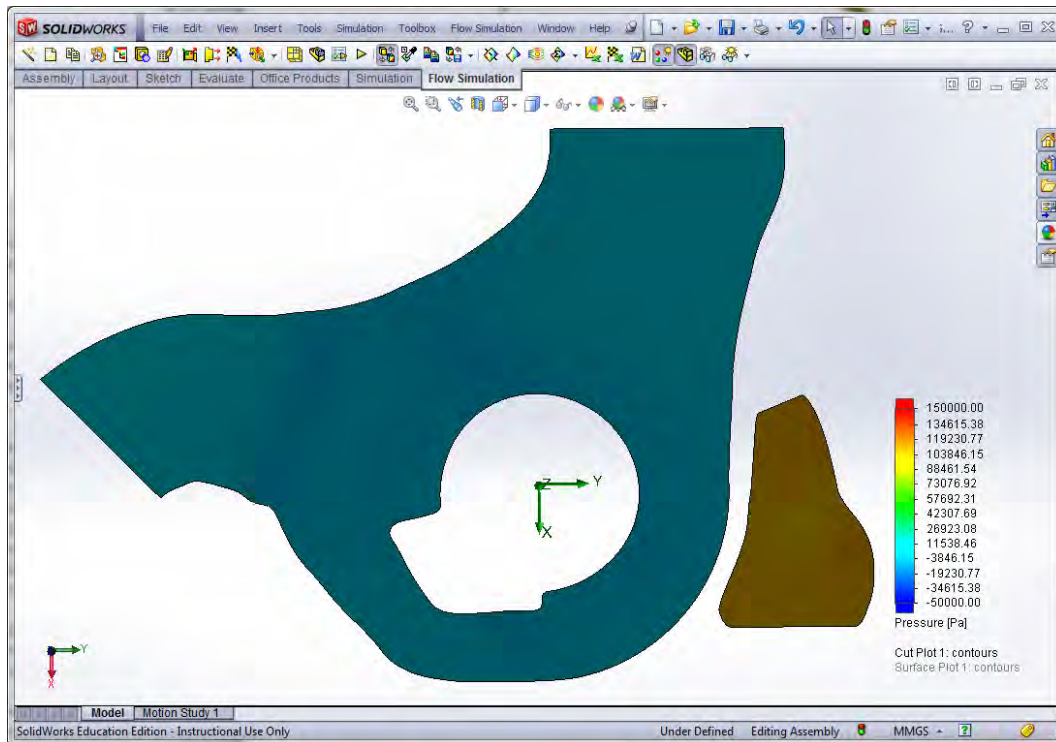


a)

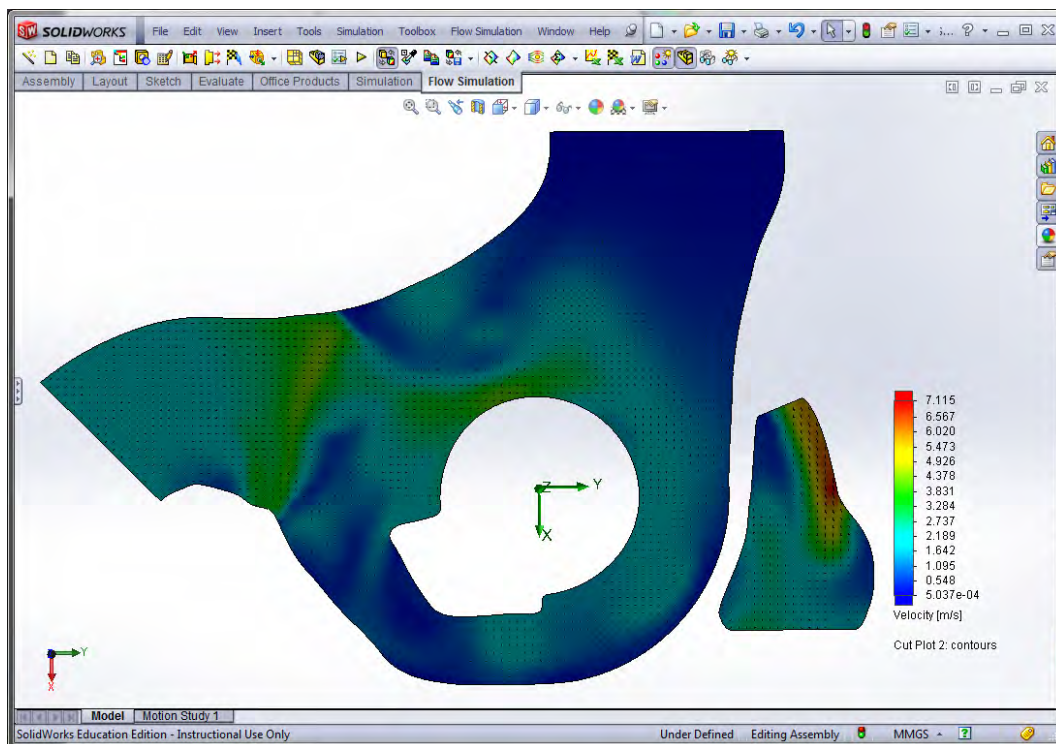


b)

Sl. 11.153 Raspored pritiska i brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 24 mm od dna kanala) analizirane turbopumpe
a) raspored pritiska, b) raspored brzine

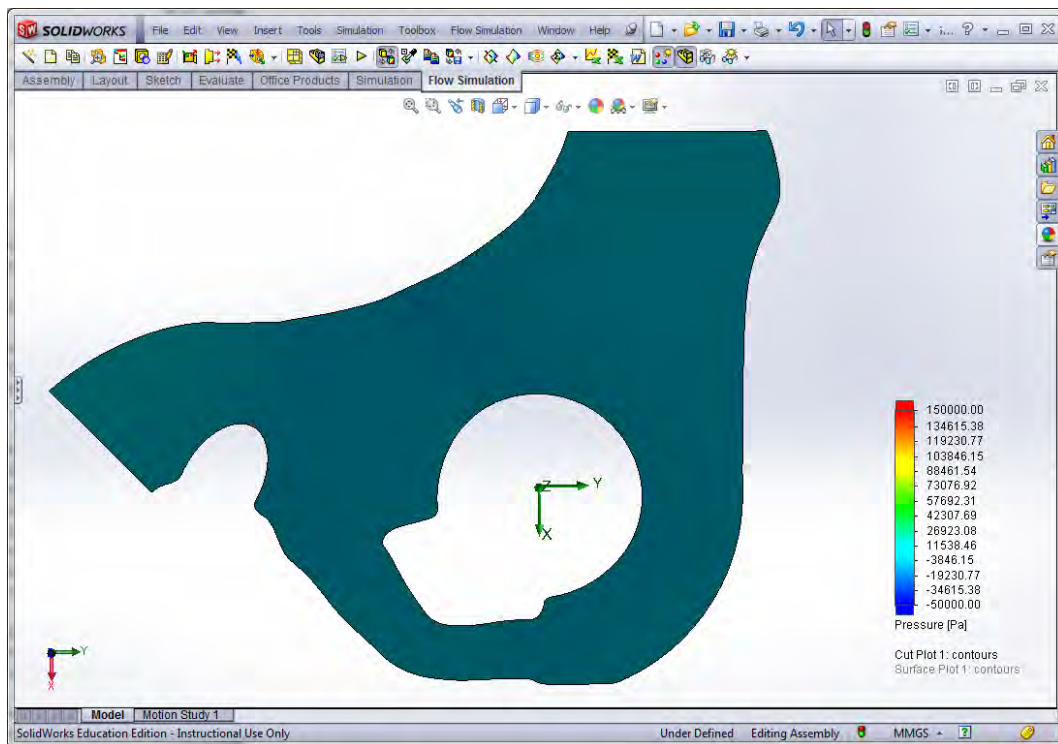


a)

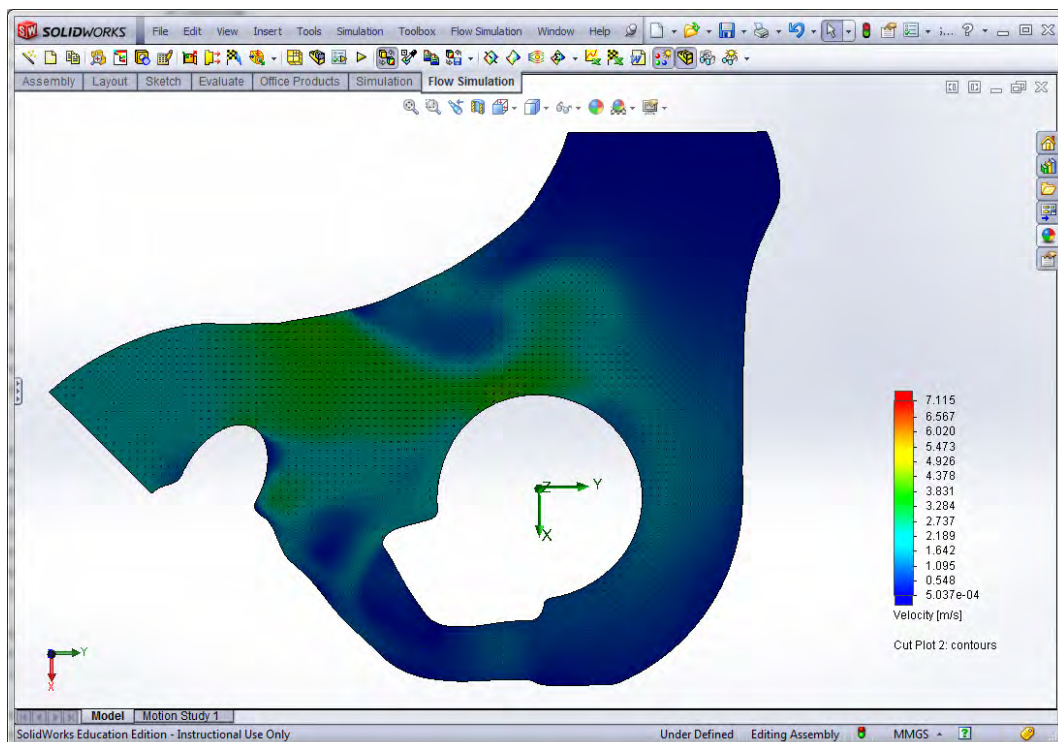


b)

Sl. 11.154 Raspored pritiska i brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 34 mm od dna kanala) analizirane turbopumpe
a) raspored pritiska, b) raspored brzine

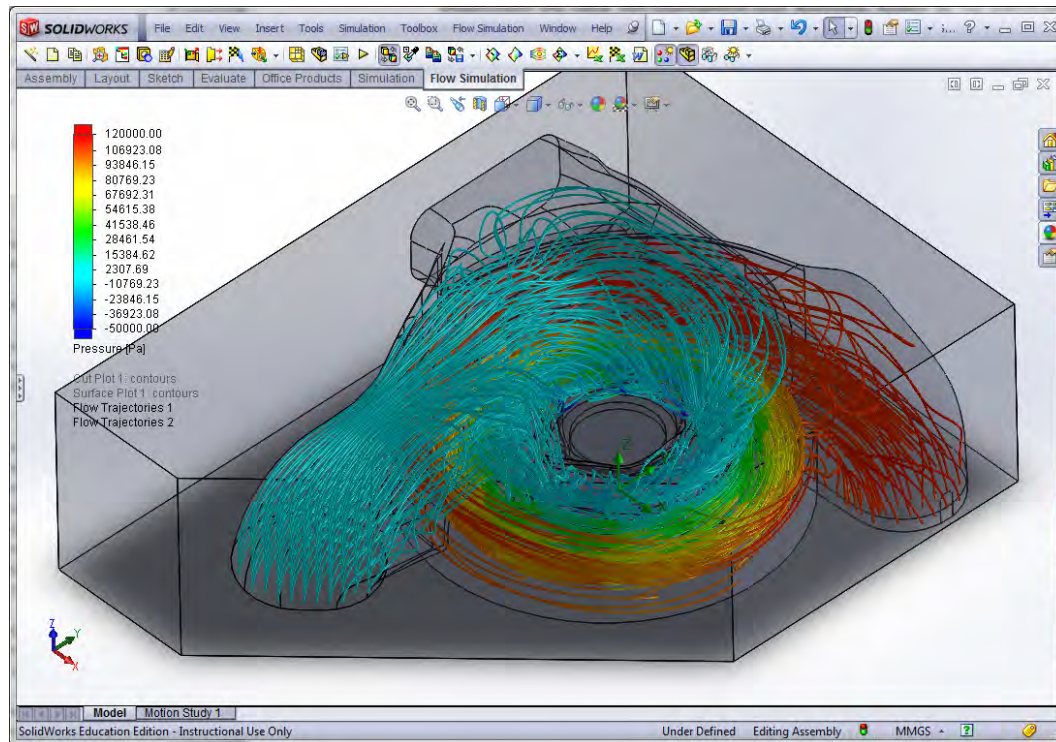


a)



b)

Sl. 11.155 Raspored pritiska i brzine u sprovodnim međulopatičnim kanalima (ortogonalni presjek 39 mm od dna kanala) analizirane turbopumpe
a) raspored pritiska, b) raspored brzine



Sl. 11.156 Trajektorije strujanja radnog fluida kroz centrifugalnu turbopumpu

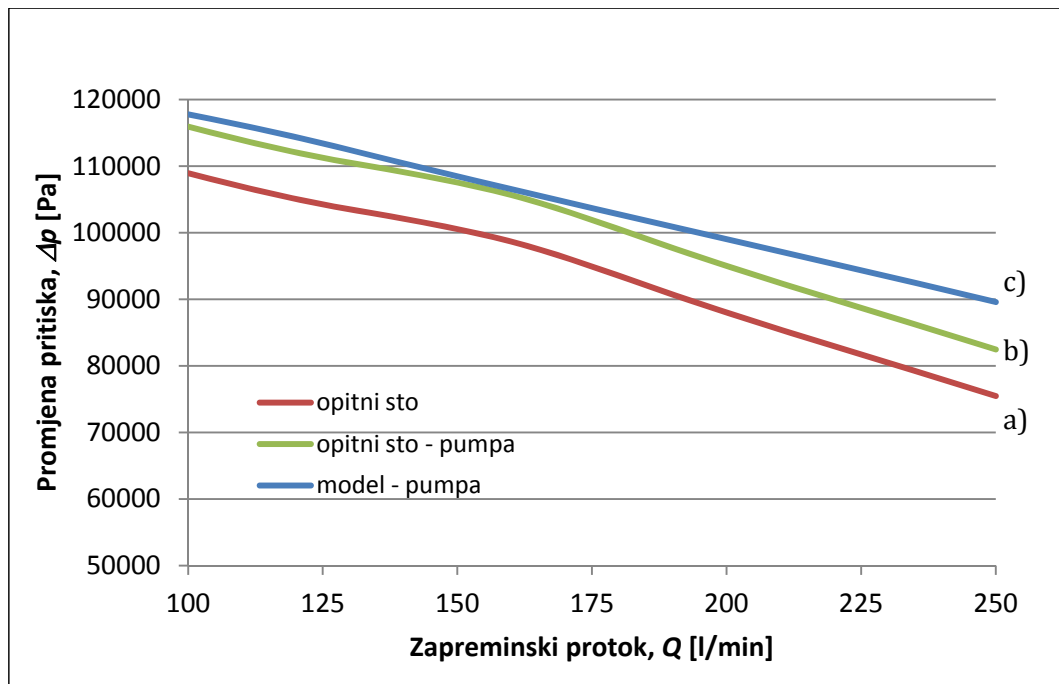
11.7.3 Usporedna analiza rezultata EFD analiza i eksperimentalnih ispitivanja

Rezultati dobiveni numeričkim simulacijama strujanja fluida su upoređeni sa eksperimentalnim rezultatima dobivenim na opitnom stolu proizvođača analizirane automobilske centrifugalne pumpe. Eksperimentalni rezultati su preuzeti iz [1].

Tabela 11.10 Rezultati dobiveni na opitnom stolu proizvođača analizirane turbopumpe

Parametar	Jedinica mjere	Studija I 100 [l/min]	Studija II 120 [l/min]	Studija III 160 [l/min]	Studija IV 200 [l/min]	Studija V 250 [l/min]
Statički pritisak na ulazu - opitni sto	[Pa]	3.066,414	2.933,092	2.666,447	2.666,447	1.866,513
Statički pritisak na izlazu - opitni sto	[Pa]	111.990,789	107.991,118	101.325,000	90.659,211	77.326,974
Promjena pritiska - opitni sto	[Pa]	108.924,375	105.058,026	98.658,553	87.992,763	75.460,461
Promjena pritiska – opitni sto, korigovana vrijednost	[Pa]	115.777,641	111.911,292	105.511,819	94.846,029	82.313,727
Promjena pritiska - model	[Pa]	117.784,077	114.361,647	105.849,304	99.051,785	89.569,280

O uspješnosti primjene EFD koncepta i softvera u razvoju automobilskih turbopumpi zorno svjedoče uporedne $Q-\Delta p$ krive analizirane automobilske turbopumpe i njenog numeričkog modela, date na slici 11.157.



Sl. 11.157 Q - Δp krive izabrane automobilske turbopumpe i njenog numeričkog modela

Kriva a) dobivena je na osnovu rezultata eksperimentalnih ispitivanja na opitnom postrojenju, na kome su mjesta mjerenja pritiska distancirana od nivoa ispitivane pumpe (na usisnoj strani mjerno mjesto je 0,5 m ispod, a na potisnoj strani 0,2 m iznad nivoa pumpe), pri $n=3.000$ o/min. Kriva b) dobivena je preračunavanjem rezultata eksperimentalnih ispitivanja, primjenom Bernoullieve jednačine, na nivo pumpe. Pri tome nisu uračunati gubici radnog fluida na priključnim stezaljkama, koji su znatni, prvenstveno zbog nagle promjene presjeka na ovim mjestima, što je posebno izraženo na usisnoj strani pumpe. Kriva c) rezultat je numeričkih proračuna.

Kod numeričkih modela su dobivene veličine promjene pritiska veće za 2 do 8 % u odnosu na korigovane eksperimentalno dobivene rezultate na opitnom postrojenju. Pri tome, kako je već napomenuto, nisu uzeti u obzir gubici na priključnim stezaljkama. Za očekivati je da bi se s uračunavanjem ovih gubitaka, pomenuta razlika dobivenih vrijednosti dodatno smanjila.

Prikazani rezultati potvrđuju da se proračun i dizajn turbopumpi može uspješno provoditi primjenom EFD analiza. Analiziranjem dobivenih rezultata i rezultata objavljenim u [4] i [9] pokazana je primjenjivost EFD koncepta kao alata za analizu i proračun automobilskih turbopumpi, kako za modele s reduciranim numeričkim modelom protočnog trakta razmatranih pumpi, tako i za numeričke modele cijelog protočnog trakta istih. U [4] proveden je i dokumentovan postupak validacije na primjeru strujanja fluida kroz radno kolo pumpe. Rezultati dobiveni numeričkim simulacijama su upoređeni sa eksperimentalnim rezultatima objavljenim u [9]. Dobiveni rezultati se mogu smatrati pouzdanim jer su postavke numeričke simulacije (CAD model, granični i početni uvjeti) definisani na osnovu postavke eksperimentalnih istraživanja provedenih u [9].

Pri tome je potrebno naglasiti da se do ovakvog zaključka došlo nakon provedenih numeričkih simulacija kod kojih se nije mijenjao broj obrtaja radnog kola (3000 o/min). Iako se, na osnovu dosadašnjeg iskustva, može očekivati da su, i pri drugim brojevima obrtaja radnog kola, eksperimentalni rezultati i rezultati numeričkih simulacija približno jednaki, potrebno je provesti dodatne numeričke analize da bi se to i potvrdilo.

11.8 Naponi i deformacije u radnim elementima turbopumpe

Radna kola su najviše napregnuti dijelovi turbopumpi i zbog toga je potrebno tačno izračunati napone koji se u njima javljaju. Ista se moraju precizno dimenzionisati, brižljivo oblikovati i izraditi, s odabranim odgovarajućim materijalom. Proračun napona u radnim kolima ranije se posebno izvodio za pojedine dijelove radnog kola: lopatice, dio koji nosi lopatice i glavčinu kola. Odgovarajuću pažnju kod dizajna treba posvetiti i drugim dijelovima turbopumpi, kao što je na primjer kućište, jer od uspješnosti njegovog dizajna ovisi veličina gubitaka u istom, a ništa manju važnost nema ni aspekt povoljnog iskorištenja materijala.

Lopatice radnih kola su izložene statičkim napreznjima koja potiču od centrifugalne sile, pritiska fluida i trenja. Iste su izložene i dinamičkim napreznjima koja potiču od vibracija različitog porijekla, proizvedenih potresa, drhtanja i lelujanja rotora. Navedena napreznja zavise od izvedbe turbopumpe i njenog specifičnog broja obrtaja, vrste radnog fluida, te od oblika radnog kola i lopatica.

Kod dizajna radnih elemenata turbopumpi, posebno radnih kola, nastoji se, pored ostalog, postići potrebna čvrstoća ovih dijelova, ravnomjerna raspodjela napona u istim, kao i povoljno iskorištenje materijala. Da bi se to moglo ostvariti s potrebnom tačnošću, posebno je važno da se mogu simulirati radni uslovi rada cijele pumpe i dobiti slika naponsko-deformacionog stanja (kao posljedica prvenstveno interakcije radnog fluida i "čvrstih" dijelova pumpe, ali i drugih uticaja), u svakoj fazi njenog rada, a to se postiže primjenom savremenih CFD/EFD i CSM metoda.

U ovom odjeljku su prikazani rezultati primjene približnog postupka proračuna (MRF postupak) kod određivanja napona i deformacija u radnom kolu izabrane automobilske turbopumpe. Na isti način se mogu realizovati i proračuni ostalih dijelova, a u ovom slučaju je izabrano radno kolo, zbog njegove istaknute "uloge" u konstrukciji cijele pumpe.

11.8.1 Generiranje mreže radnog kola izabrane automobilske turbopumpe

Generiranje mreže radnih kola turbopumpi povezano je s nekoliko problema i ograničenja. Ovo se odnosi prije svega na prostorne analize, u kojima je uključena i spirala, a zbog čijeg se nesimetričnog oblika za ove analize moraju kreirati mreže cijelog radnog kola (ne mogu se koristiti ciklični granični uvjeti). S aspekta CFD programâ, najpovoljnije bi bilo kada bi mreže kola i fluida koji struji kroz kolo imale zajednička lica ćelija na dodirnim površinama dva domena, odnosno kada bi na ovim površinama imali zajedničke čvorove dviju mreža. Ovim bi se skratilo i potrebno vrijeme rada računara. U 3D modeleru i generatoru mreža nekog od CAE/CAD paketa, ovo je moguće realizovati na taj način da se:

1. kreira jedan 3D model koji bi u sebi uključivao i radno kolo i fluid u međulopatičnim kanalima i u dovodnom dijelu do kola, te da se iz ovako dobivenog modela isiječe segment čije bi granice (gledano u pravcu ose kola) išle središnjom linijom dva susjedna međulopatična kanala;
2. isiječe ovakav model na odvojene volumene kola i vode, pri čemu je moguće kreirati i podvolumene, na primjer podvolumene lopatica, njihovim odsijecanjem od diska radnog kola;

3. kreiraju odvojene grupe od volumena, odnosno podvolumena;
4. generiraju mreže za pojedine grupe, pri čemu bi zbog specifične geometrije trebalo krenuti s generiranjem mreže prvo za lopatice, potom za fluid u međulopatičnim kanalima i na kraju za disk kola. U ovom trenutku povoljnija opcija je da se mreže "grade" od heksaedara. Pri tome bi trebalo grupe ćelija koje pripadaju kolu, odnosno fluidu, na odgovarajući način označiti različitim identifikacionim brojevima, koji će omogućiti lakše manipulacije s ćelijama u CFD programu.

Ovaj postupak generiranja mreža otklanja potrebu za velikim interfejsom između fluida i radnog kola, čime se smanjuje i potrebno računarsko vrijeme, ali daje mrežu lošijeg kvaliteta, prvenstveno u pogledu ortogonalnosti i "deformiranosti" ćelija mreže. Unatoč ovim nedostacima, u referentnoj literaturi (na primjer [6]), kod generiranja mreža za turbopumpe, najčešće se primjenjuje upravo prethodno pomenuti postupak, u kome se kolo i pripadajući fluid "sijeku" u segmente, čije granice idu sredinom međulopatičnih kanala.

Osim toga, opisani postupak ne dozvoljava ni primjenu podvolumena, s ciljem dobivanja kvalitetnije mreže, na način kako je to urađeno s međulopatičnim kanalima izabrane automobilske turbopumpe (slika 11.63), čime se izbjegla izražena neortogonalnost i "deformiranost" ćelija, kakva je dobivena na slici 11.62. Razlog tome je što kod ovog postupka topologija mreže na površinama sječenja pomenutih segmenata zbog kopiranja mora biti identična. Zbog istog razloga ne bi pomoglo ni uključivanje prizmi u mrežu, na način kako je to urađeno na slici 11.65.

Ukoliko mreže od heksaedara, dobivene na opisani način, nisu prihvatljive, tada je jedno od mogućih rješenja da se mreže radnog kola i fluida generiraju odvojeno, tražeći za svaku mrežu najpovoljniji postupak kreiranja, a da se potom u CFD programu postave uvjeti koji će ih povezati u cjelinu. U ovom slučaju se mogu primijeniti rješenja primijenjena u ovoj monografiji za generiranje mreže međulopatičnog kanala, koja se baziraju na pomenutom pogodnom segmentiranju domena. Osim toga, kod ovog postupka preporučljivo je i odvojiti lopatice od diska kola, čime se omogućava kreiranje mreže diska najvišeg mogućeg kvaliteta.

Treći način bi bio da se mreže radnog kola i pripadajućeg fluida kreiraju od tetraedara i u ovom slučaju najbolje je kada se iste mogu generirati za cijelo radno kolo, odnosno fluid, za što su potrebni izraženo veći kapaciteti radne memorije računara. U ovom radu se nije uspjelo kreirati mrežu na ovaj način. Pokušaj segmentiranja domena duž središnjih linija međulopatičnih kanala takođe nije bio uspješan, jer su se u primijenjenim generatorima pojavili problemi kod kopiranja segmenta mreže, u smislu neispunjavanja zahtjeva za identičnošću koordinata čvorova koji su trebali da se poklapaju.

Zbog navedenih razloga, mreža radnog kola izabrane automobilske turbopumpe (slika 11.158) kreirana je odvojeno od mreže fluida, na način da se formirao segment kola duž središnje linije međulopatičnog kanala.



Sl. 11.158 Mreža radnog kola izabrane automobilske turbopumpe

11.8.2 Struktura modela za analizu napona i deformacija radnog kola i primijenjeni granični uvjeti

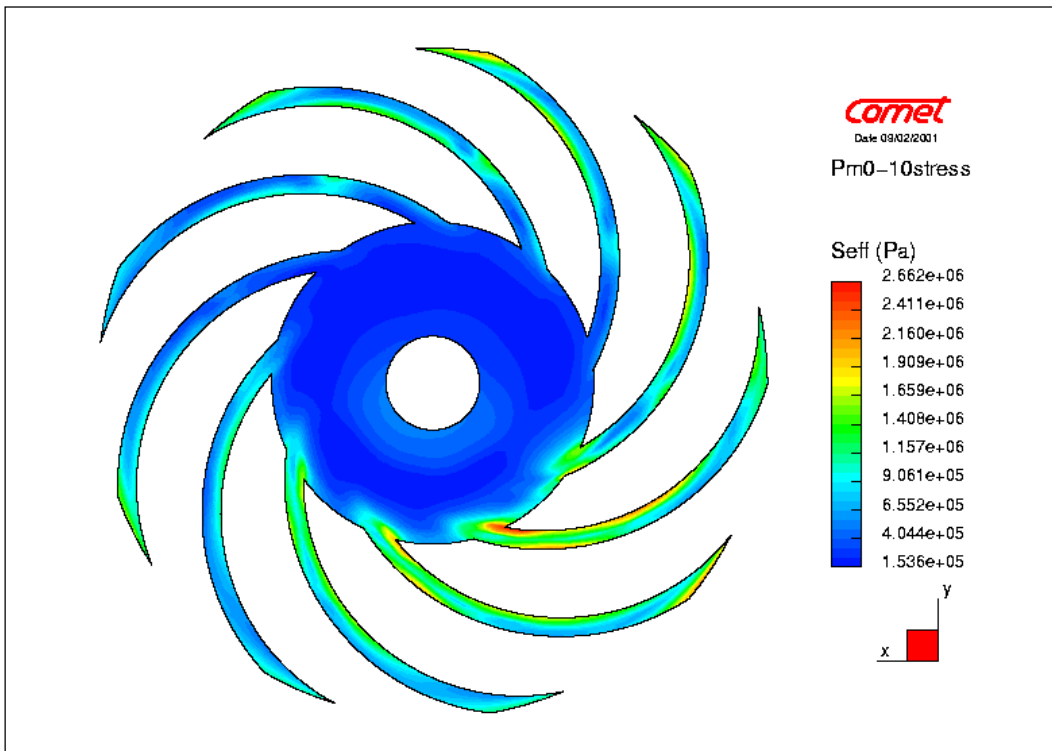
Analiza napona i deformacija u radnom kolu izabrane automobilske turbopumpe provedena je na modelu koji je formiran tako da je u mrežu prvog modela pomenute turbopumpe (slika 11.93), s cijelim međulopatičnim kanalima, ubačena mreža radnog kola.

Na modelu su primijenjeni isti granični uvjeti kao kod drugog slučaja proračuna prvog modela analizirane turbopumpe, s cijelim međulopatičnim kanalima (prema tabeli 11.5). Na ulazu modela (plava površina na slici 11.93) zadana je brzina u smjeru ulaza fluida od 3,362 m/s, dok je na izlazu iz spirale zadan pritisak $p = 0,6$ bar. Zadana brzina fluida odgovara protoku dobivenom kod proračuna prvog modela turbopumpe primjenom rotiranja radnog kola.

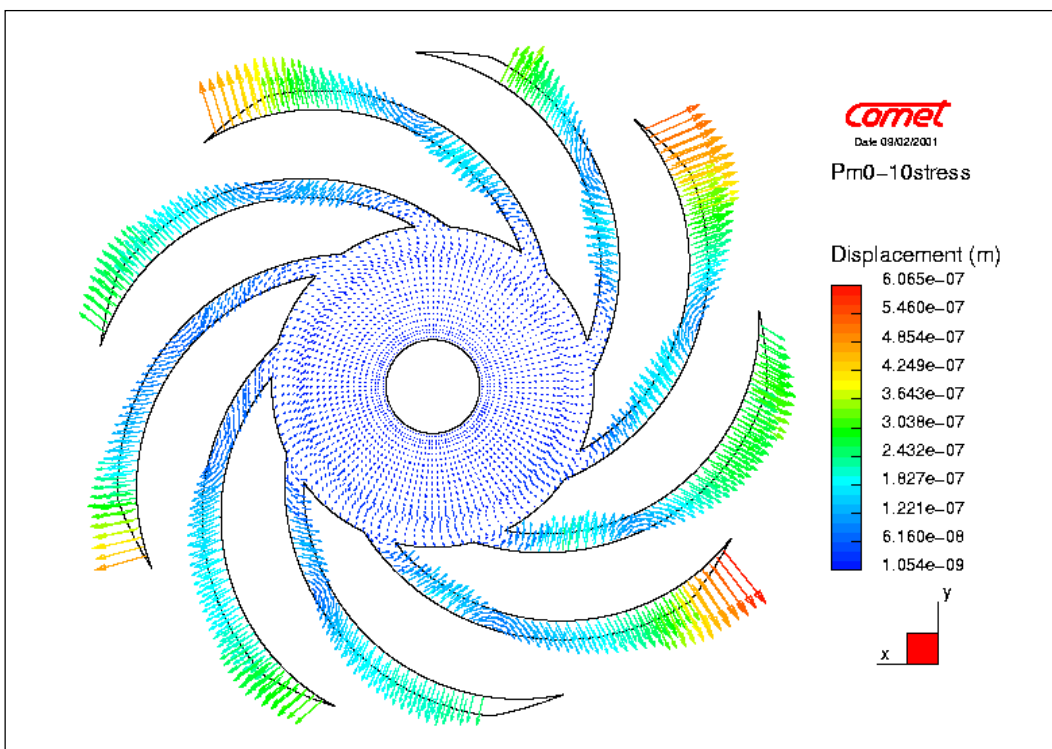
11.8.3 Rezultati analize napona i deformacija radnog kola izabrane turbopumpe primjenom približnog proračuna

Kod izabrane automobilske turbopumpe radi se o robusnom radnom kolu izrađenom od čeličnog liva. Zbog toga i naponi i deformacije u istom imaju male vrijednosti. Proizvođač kola ovu činjenicu pravda zahtjevom za visokom pouzdanošću, ali je očito da ovdje postoji širok prostor za optimizaciju. Na slici 11.159 i 11.160 prikazani su rasporedi napona, a na slici 11.161 i 11.162 rasporedi deformacija u ortogonalnom i meridijalnom presjeku radnog kola analizirane automobilske turbopumpe.

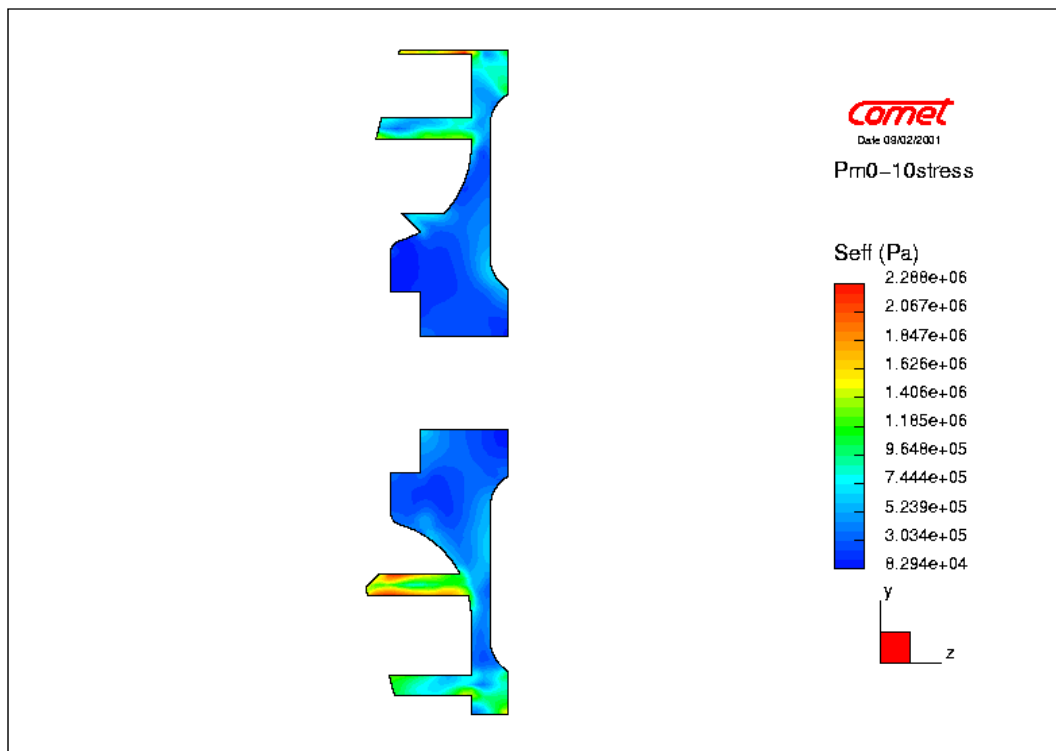
Kad su u pitanju radna kola, mogućnost određivanja napona i deformacija posebnu važnost ima kod dizajna kola od polimernih materijala, lima i različitih legura.



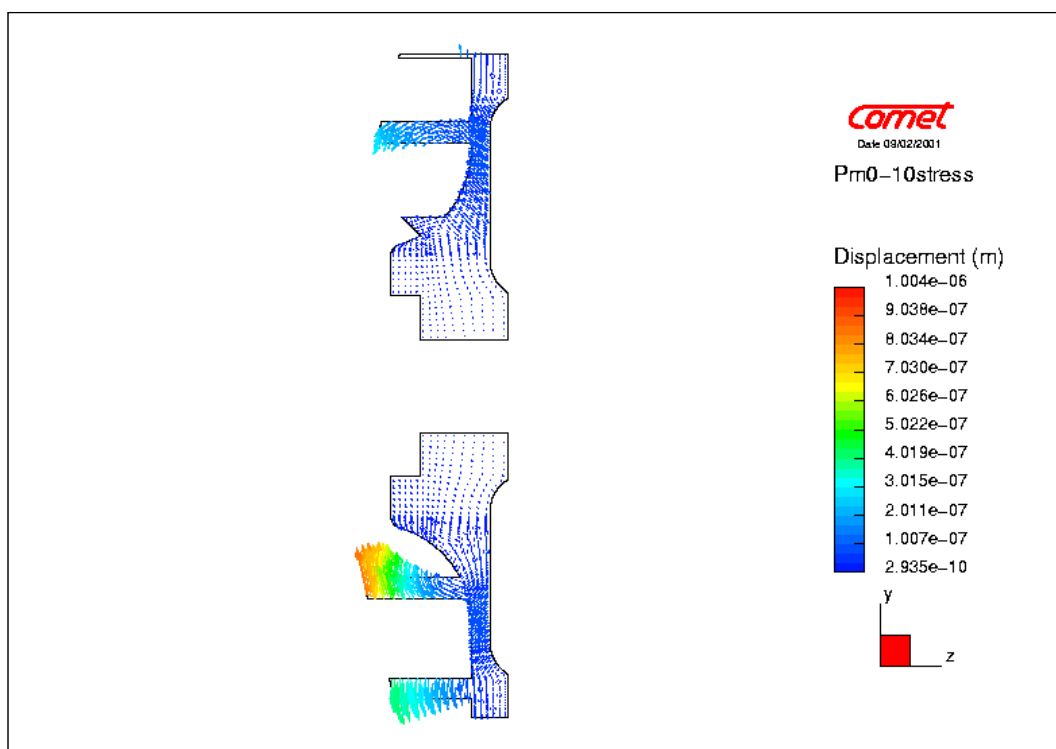
Sl. 11.159 Raspored napona u radnom kolu analizirane turbopumpe (ortogonalni presjek 6 mm od dna kanala)



Sl. 11.160 Raspored deformacija u radnom kolu analizirane turbopumpe (ortogonalni presjek 6 mm od dna kanala)



Sl. 11.161 Raspored napona u radnom kolu analizirane turbopumpe (meridijalni presjek)



Sl. 11.162 Raspored deformacija u radnom kolu analizirane turbopumpe (meridijalni presjek)

Literatura

1. S. Balić, *Numerička analiza procesa strujanja i naponskog stanja centrifugalnih pumpi u sistemima hlađenja automobilskih motora*, disertacija, Mašinski fakultet Univerziteta u Zenici, Zenica, 2002.
2. J. Carlson and N. Pipkorn, *CFX helps design more efficient diesel engine water pumps*, CFX Update, No 22 Autumn 2002.
3. *Comet User Manuel and Tutorials*, Version 2.000, ICCM Institute of Computational Continuum Mechanics GmbH, Hamburg, 2000.
4. *Flow Simulation 2012 Technical Reference*, Dassault Systèmes SolidWorks Corp, Waltham, Massachusetts, USA, 2012.
5. N. H. Hadžiomerović, *Turbomašine*, opšti dio, Mašinski fakultet u Sarajevu, Sarajevo, 1971.
6. D. Japikse, W. D. Marcher and R. B. Furst, *Centrifugal Pump, Design and Performance*, Concepts ETI, Inc., Vermont, 1997.
7. Lj. Krsmanović, A. Gajić, *Turbomašine, pumpe*, Mašinski fakultet, Beograd, 1996.
8. B. Ristić, *Pumpe i pumpne stanice*, Naučna knjiga, Beograd, 1991.
9. F. C. Visser, J. J. H. Brouwers and J. B. Jonker: *Fluid flow in a rotating low-specific-speed centrifugal impeller passage*, J. Fluid Dynamics Research, 24, pp. 275-292, 1999.
10. F. J. Weber, *Arbeitsmaschinen, II Teil, Kreiselpumpen und kreiselverdichter*, Dritte, verbesserte auflage, VEB Verlag Technik, Berlin, 1962.

12. Centrifugalna pumpa za agresivne medije

U ovom dijelu je prikazana primjena razvijenog i u glavi III prikazanog koncepta inženjerskog dizajna i optimizacije malih centrifugalnih turbopumpi. Radi se o tipičnom primjeru manje centrifugalne pumpe, za koju su na bazi primjene pomenutog koncepta razvijeni optimalni oblici radnog kola, ulaza u pumpu i izlazne spirale pumpe. Izrađeni su 3D modeli ulaznog dijela pumpe, radnog kola i izlazne spirale, koji su kasnije korišteni za CNC simulacije, kao priprema za izradu ovih dijelova na 5-osnoj glodalici. Potom su realizovane numeričke simulacije protoka radnog fluida kroz cijeli protočni trakt pumpe, na bazi kojih su urađeni redizajn i optimizacija pomenutog protočnog trakta. U okviru realizacije numeričkih simulacija su provedeni i izračuni radnih karakteristika pumpe. Rezultat projekta je bila centrifugalna pumpa s radnim kolom promjera 200 mm i snage elektromotora od 37 kW. Pri tome su kod radnog kola lopatice oblikovane na neuobičajen način, s povećanjem debljine lopatice ka izlazu iz kola.

12.1 Uvod

Kompanija za koju je razvijena prikazana pumpa ima u proizvodnom programu seriju centrifugalnih pumpi koje se primjenjuju u industriji hemijskih proizvoda. U konkretnom slučaju se radi o pumpi namijenjenoj za agresivne medije, koja također treba da ima i sposobnost za prenos medija veće gustine.

Zbog razvoja proizvoda u Evropi, bilo je potrebno povećati stepen iskorištenja same pumpe i poboljšati funkciju protoka iste. Stepenn iskorištenja je zanimljiv pije svega za procesne pumpe, koje djeluju u različitim tehnološkim procesima. Njihov rad u režimu rada bez prekida (24 h) može značajno smanjiti potrošnju energije i može dodatno povećati sigurnost i robusnost u radu većeg tehnološkog kompleksa. Funkcija protoka pumpe je suštinska radna funkcija i njenim poboljšanjem se može povećati područje primjene i na medije s većom gustinom, kao i na medije s manjim vlaknastim ili drvenim uključcima.

Zbog gore navedenih zahtjeva naručioca, prvi zadatak je bio da se identificiraju ključni elementi centrifugalne pumpe, koji će zadovoljiti odnosno koji će ispuniti ispostavljene konstrukcijske zahtjeve. Zbog ovoga je tehnički sistem, koji je globalno određen kao centrifugalna pumpa, podijeljen u nekoliko dijelova tehničkog sistema, prvi koji omogućava osnovni tehnički proces u istom i koji omogućava pretvorbu energije, zatim su tu dopunski tehnički sistemi (zaptivanje, zaštita od korozije, podmazivanje i hlađenje) i konačno tehnički sistemi za povezivanje (osovinska veza za dovod energije, priključivanje dijelova za ulaz i izlaz medija iz pumpe, dijelovi za postavljanje pumpe u radni prostor, te elementi za transport i za zaštitu pumpe od okoline).

Ovdje su prikazani ključni dijelovi razvoja razmatrane pumpe. Akcenat je stavljen na proračun, odnosno inženjerski dizajn (s izradom 3D modela sklopa pumpe) i numeričku analizu toka radnog fluida kroz cijeli protočni trakt modela razvijene pumpe, polazeći od ulaznog dijela iste, prolaza kroz međulopatične kanale radnog kola, pa sve do izlaza realizovanog kroz spiralu pumpe.

Protočni trakt razmatrane pumpe se u suštini dijeli na tri dijela:

1. ulazni dio – od početka priključnog pristroja do ulaza u radno kolo,
2. radni dio – od ulaza u radno kolo, duž međulopatičnih kanala, do izlaza iz ovih kanala radnog kola i
3. izlazni dio – od izlaza iz radnog kola, duž spirale, do izlazne prirubnice.

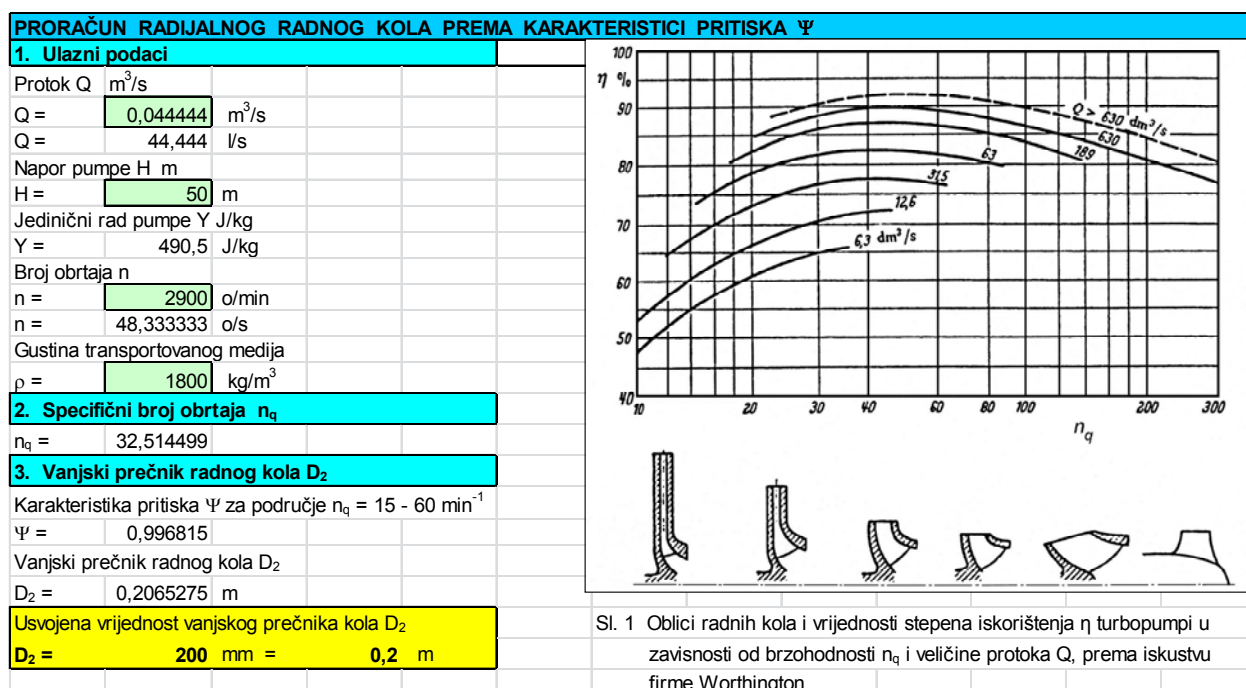
I ovdje se naglašava da su inženjerski dizajn i numeričke analize provedeni za cijeli protočni trakt razmatrane pumpe, na način kako je to prvi put predloženo i realizovano u metodici razvijenoj u [1], te verifikovano s odgovarajućim eksperimentalnim istraživanjima..

12.2 Proračun osnovnih konstruktivnih parametara centrifugalne pumpe

Proračun osnovnih konstruktivnih parametara centrifugalne pumpe realizovan je primjenom u glavi III prikazanog koncepta inženjerskog dizajna i optimizacije malih centrifugalnih turbopumpi [1], koji je realizovan kroz primjenu Excel programa, na način kako je to pokazano u nastavku. Pomenuti Excel program priložen je uz ovu monografiju. Relizovani proračun je dao izlaze na bazi kojih je realizovan preliminarni dizajn glavnih dijelova pumpe, odnosno kreirani su 3D modeli istih.

Oblik radnog kola je izabran prema izračunatoj vrijednosti specifičnog broja ortaja kola, kako je to pokazano u pomenutom proračunu. Izabrana je izvedba poluotvorenog radnog kolo, odnosno kola otvorenog s prednje strane. Takvo kolo je pogodnije za preciznu izradu. Gubici koji nastaju zbog zazora između prednje strane kola i kućišta su značajniji samo u području većeg pritiska, pa su zbog toga lopatice dizajnirane tako da im se debljina povećava prema izlazu iz kola. Ovo povećanje debljine lopatica je primijenjeno i zbog poboljšanja čvrstoćnih osobina istih.

U nastavku je dat prikaz proračuna osnovnih konstruktivnih parametara razmatrane centrifugalne pumpe, kroz primjenu pomenutog Excel programa. Napominje se da su brojevi slika u datom proračunu internog karaktera i vrijede samo za ovaj proračun.



Sl. 12.1 Proračun radijalnog radnog kola prema razvijenom Excel programu

4. Prečnik usisnog otvora D_s

Koeficijent ε prema Pleidereru:
 $\varepsilon = 0,1528068$ do $0,305614$
 Koeficijent ε prema dijagramu na slici 1:
 $\varepsilon = 0,122$ do $0,1544$
 Brzina na usisu c_s
 $c_s = 3,8211522$ do $9,572098$ m/s
 Za c_s preporučen je raspon [1]:
 $c_s = 2$ do 4 m/s
 Stepen iskorištenja pumpe, prema dijagramu na slici 1
 $\varepsilon = 0,79$
 Snaga pumpe
 $N = 49670,389$ W = $49,67039$ kW
 Obrtni momenat M_u
 $M_u = 163,55769$ Nm = $163557,7$ Nmm
 Dozvoljeni napon na uvijanje τ_{ud}
 $\tau_{ud} = 40$ do 60 N/mm² za uobičajene čelike vretla
 Prečnik vratila pumpe d_v
 $d_v = 27,343892$ do $23,88709$ mm

Usvojena vrijednost prečnika vratila pumpe d_v
 $d_v = 38$ mm

Prečnik glavčine kola D_g
 $D_g = 49,4$ do $53,2$ mm

Usvojena vrijednost prečnika glavčine kola D_g
 $D_g = 49,78$ mm = $0,04978$ m

Zapremiski stepen iskorištenja pume η_i
 $1/\eta_i = 1,0281728$
 $\eta_i = 0,9725991$

Prečnik usisnog otvora D_s
 $D_s = 0,1330578$ do $0,092501$

Usvojena vrijednost prečnika usisnog otvora D_s
 $D_s = 120$ mm

5. Ostali prečnici radijalnog radnog kola

Približna veličina omjera D_{1i}/D_2 , prema dijagramu na slici 4
 $D_{1i}/D_2 = 0,374$

Približna veličina unutrašnjeg prečnika ulazne ivice lopatice D_{1i}
 $D_{1i} = 74,8$ mm

Usvojena vrijednost prečnika D_{1i}
 $D_{1i} = 90$ mm

Približna veličina srednjeg prečnika D_{1m}
 $D_{1m} = 105$

Usvojena vrijednost prečnika D_{1m}
 $D_{1m} = 106$ mm = $0,106$ m

6. Širine radnog kola b_1 i b_2

Ulaz u radno kolo
 Koeficijent k_{m1} , prema dijagramu na slici 6
 $k_{m1} = 0,1518$

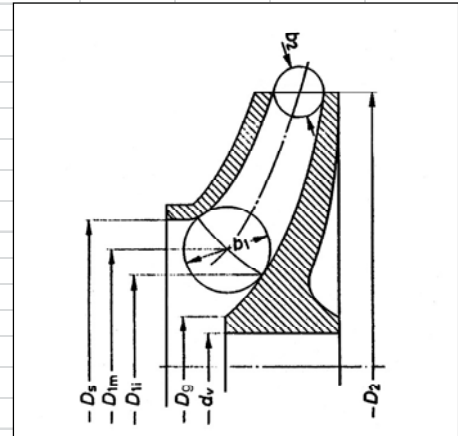
Meridijalna brzina na ulazu c_{m1} , prema slici 5
 $c_{m1} = 4,7545156$ m/s

Koeficijent suženja na ulazu u međulopatične kanale k_1
 $k_1 = 1,3$ (pretpostavljena vrijednost)

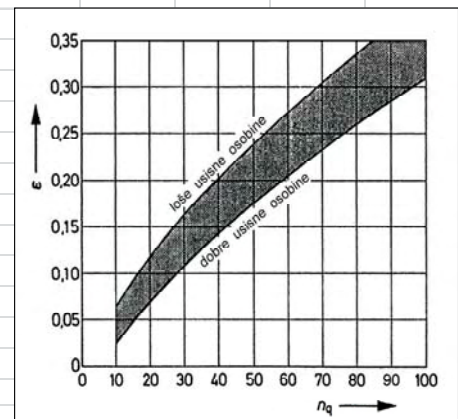
Širina radnog kola b_1
 $b_1 = 0,0364917$ m = $36,492$ mm

Usvojena vrijednost širine radnog kola b_1
 $b_1 = 36$ mm = $0,036$ m

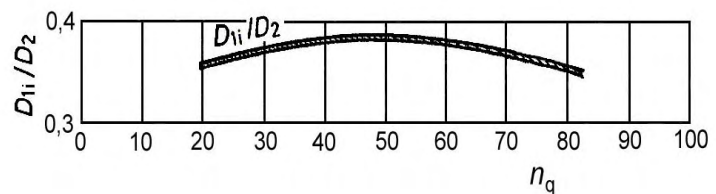
s meridijalnom brzinom c_{m1} na ulazu
 $c_{m1} = 4,8194587$ m/s



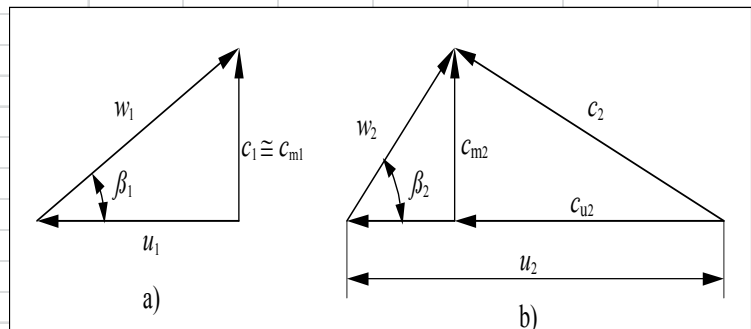
Sl. 2 Meridijalni presjek radijalnog radnog kola male i srednje brzohodnosti



Sl. 3 Koeficijent ε za radijalno radno kolo



Sl. 4 Dijagram ovisnosti omjera D_{1i}/D_2 od specifičnog broja obrtaja n_q



Sl. 5 Trouglovi brzina na ulazu a) i izlazu iz radnog kola b)

Izlaz radnog kola
 Koeficijent k_{m2} , prema dijagramu na slici 6
 $k_{m2} = 0,1248$
 Meridijalna brzina na izlazu iz kola c_{m2} , prema slici 5
 $c_{m2} = 3,9088508$ m/s
 Koeficijent suženja na ulazu u međulopatične kanale k_1
 $k_2 = 1,27$ (pretpostavljena vrijednost)
 Širina radnog kola b_1
 $b_2 = 0,022982$ m = 22,982 mm

Usvojena vrijednost širine radnog kola b_2
 $b_2 = 23$ mm = 0,023 m

s meridijalnom brzinom c_{m2} na izlazu kola
 $c_{m2} = 3,9057925$ m/s

7. Uglovi lopatica β_1 i β_2 u prvom približenju

Obodna brzina na ulazu u_1 , prema slici 5
 $u_1 = 16,095426$ m/s

Ulazni ugao lopatice β_1
 $\beta_1 = 0,2909341$ rad = 16,66929 stepeni
 $\beta_1 = 17$ stepeni = 0,296706 radijana

Orientaciona vrijednost izlaznog ugla β_2 , prema dijagramu na slici 7

$\tan \beta_2 = 0,373$ do 0,4
 $\beta_2 = 0,3570161$ do 0,380506 rad
 $\beta_2 = 20,455516$ do 21,80141 stepeni

8. Broj lopatica z

Prvi približan broj lopatica z
 $z = 6,8185052$ do 7,267137

Drugi približan broj lopatica z
 $z = 6,5671305$ do 6,794186

Usvojena vrijednost broja lopatica z
 $z = 7$ lopatica

9. Korekcija proračuna

Usvojena vrijednost debljine lopatice na ulazu s_1
 $s_1 = 5$ mm

Faktor suženja na ulazu u međulopatične kanale k_1
 $k_1 = 1,561236$

Protok Q' s uzimanjem u obzir zapreminskih gubitaka
 $Q' = 0,0456961$ m³/s

Nova vrijednost meridijalne brzine c_{m1} na ulazu
 $c_{m1} = 5,9509952$ m/s

Nova vrijednost ulaznog ugla lopatice β_1
 $\beta_1 = 0,3541442$ rad = 20,29097 stepeni

Usvojena vrijednost ulaznog ugla lopatice β_1
 $\beta_1 = 22$ stepena = 0,383972 rad

Provjera ugla β_1 i meridijalne brzine c_{m1} na ulazu
 $k_1 = 1,3899839$

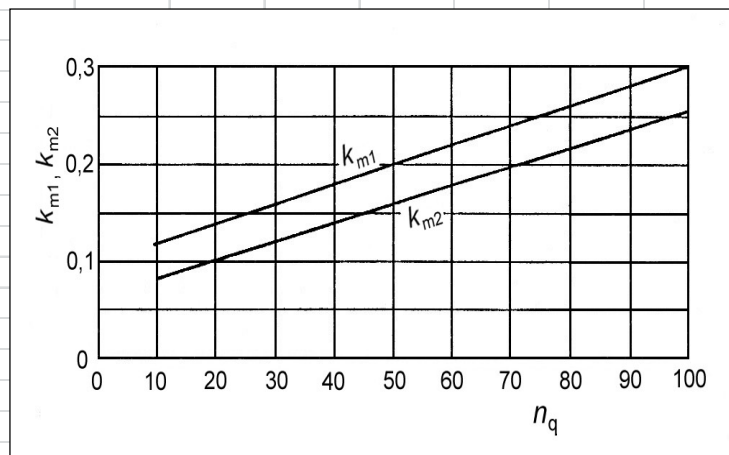
$c_{m1} = 5,2982299$ m/s

Usvojena vrijednost izlaznog ugla lopatice β_2
 $\beta_2 = 24$ stepena = 0,418879 rad

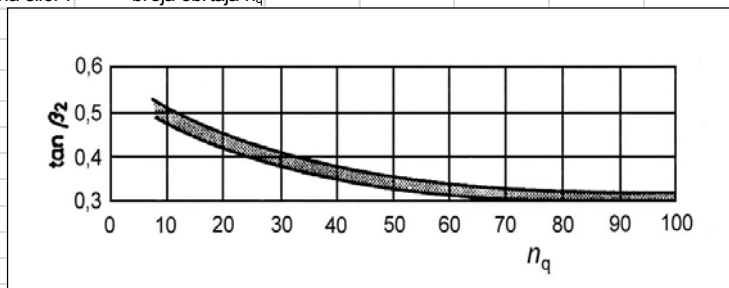
Usvojena vrijednost debljine lopatice na izlazu s_2
 $s_2 = 8$ mm

Provjera ugla β_2 i meridijalne brzine c_{m2} na izlazu
 $k_2 = 1,2806171$

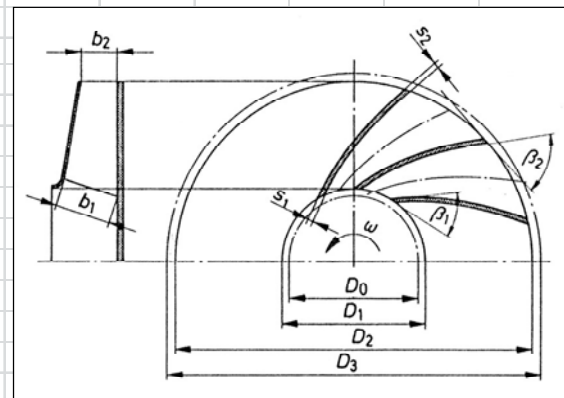
$c_{m2} = 4,0494018$ m/s



Sl. 6 Dijagrami koeficijenata k_{m1} i k_{m2} u funkciji od specifičnog broja obrtaja n_q



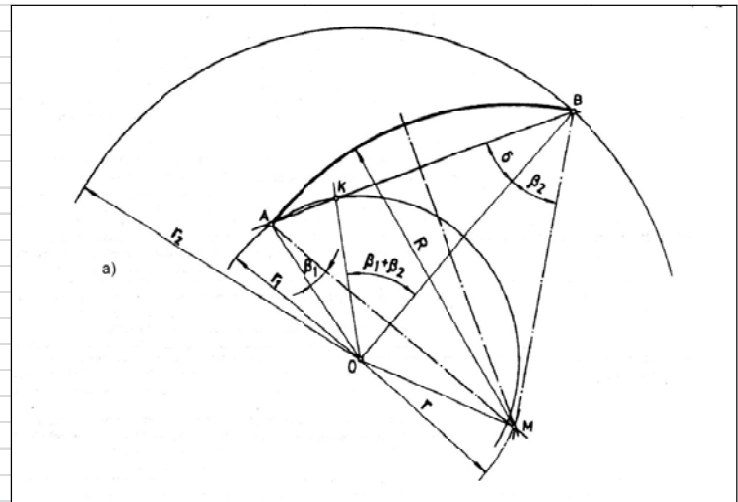
Sl. 7 Orientacione vrijednosti izlaznog ugla lopatice β_2 radijalnog radnog u funkciji od specifičnog broja obrtaja n_q



Sl. 8 Geometrijski parametri radijalnog radnog kola na ulazu i izlazu međulopatičnog kanala

Sl. 12.1 Proračun radijalnog radnog kola prema razvijenom Excel programu (nastavak)

10. Konstruktivni parametri oblika cilindričnih radijalnih lopatica, prema slici 9	
Radius lopatice R	R = 85,173566
Usvojena vrijednost radijusa lopatice R	R = 85,2 mm
Radius kružnice r, kao centra radijusa lopatice R	r = 41,163784 mm
Usvojena vrijednost radijusa kružnice r	r = 41,16 mm

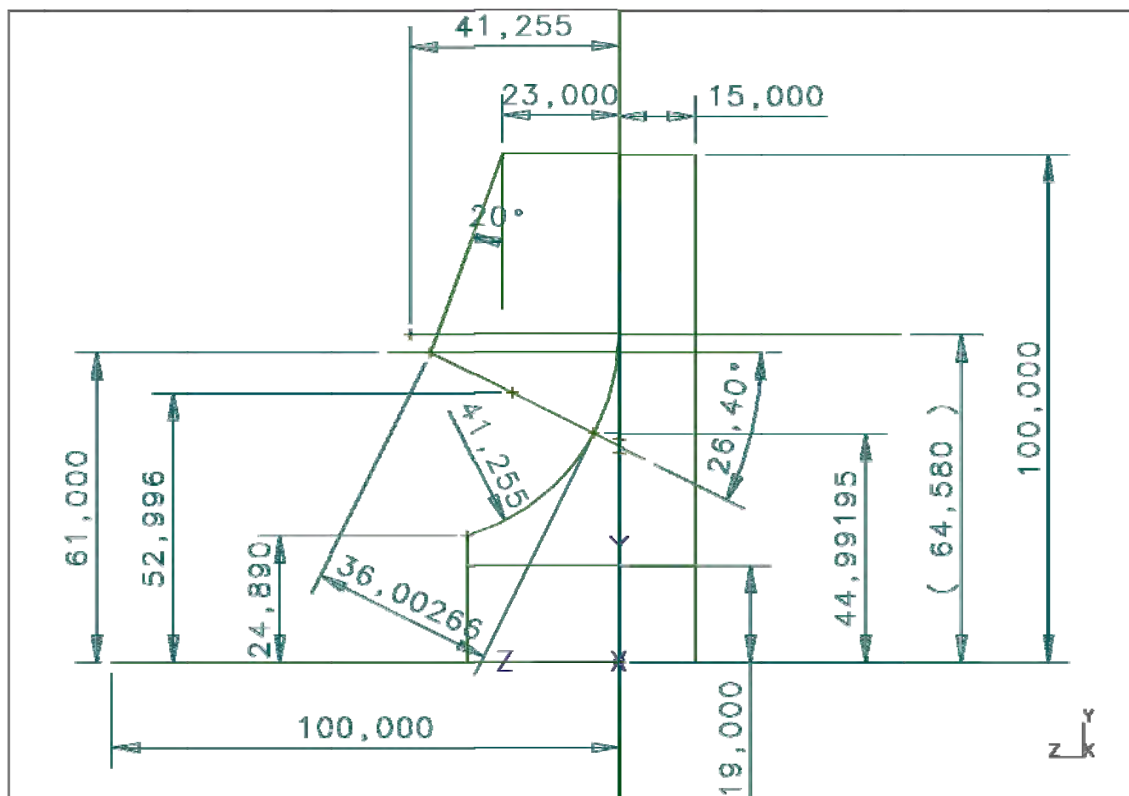


Sl. 9 Konstrukcija srednje linije lopatice u obliku kružnog luka

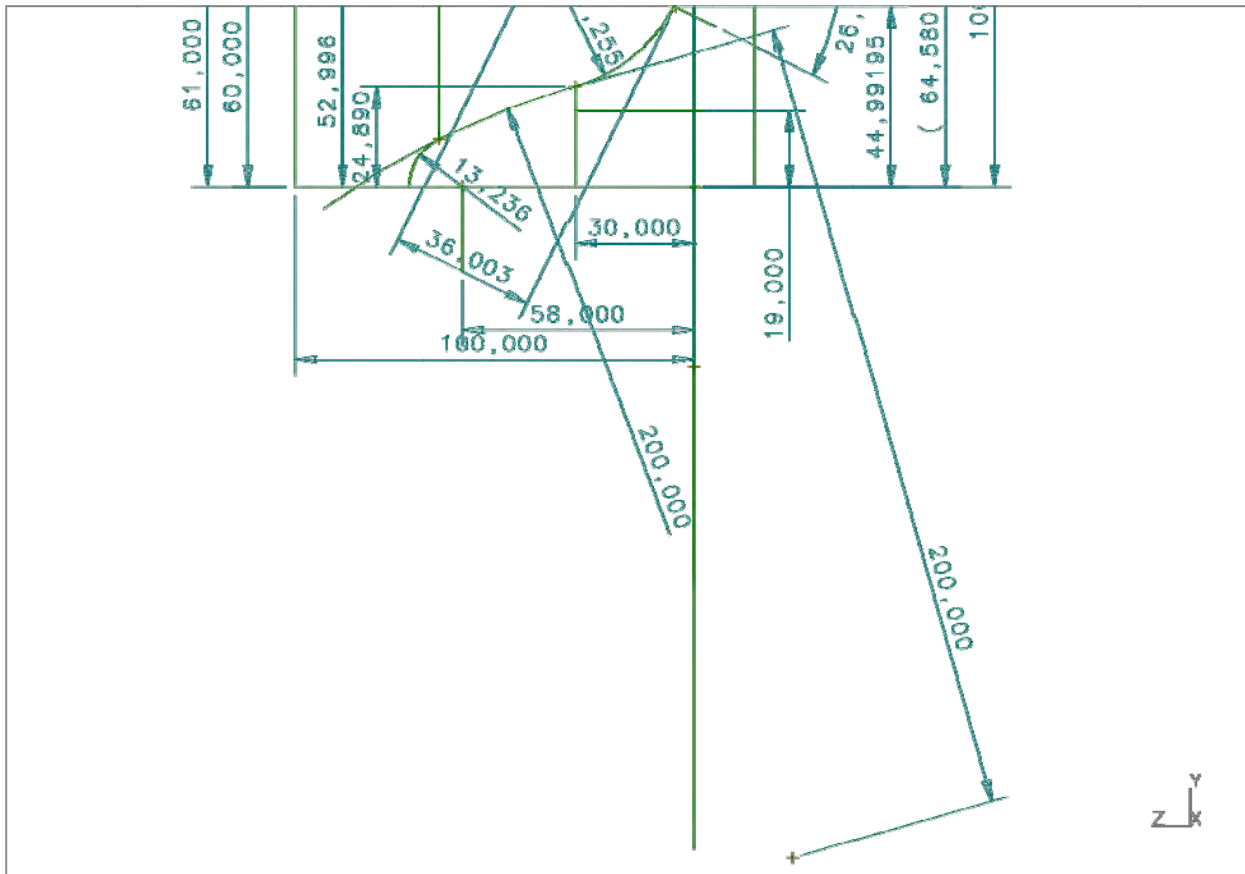
Sl. 12.1 Proračun radijalnog radnog kola prema razvijenom Excel programu

12.3 Prikaz geometrije radnog kola centrifugalne pumpe

Na slici 12.2 dat je crtež meridijalnog presjeka radnog kola pumpe, konstruisanog na bazi prethodno provedenog i prikazanog proračuna. Na slici 12.3 dat je crtež presjeka ulaznog dijela u radno kolo, koji razbija tok u aksijalnom smjeru i usmjerava isti u radijalni tok, odnosno u međulopatične kanale kola.

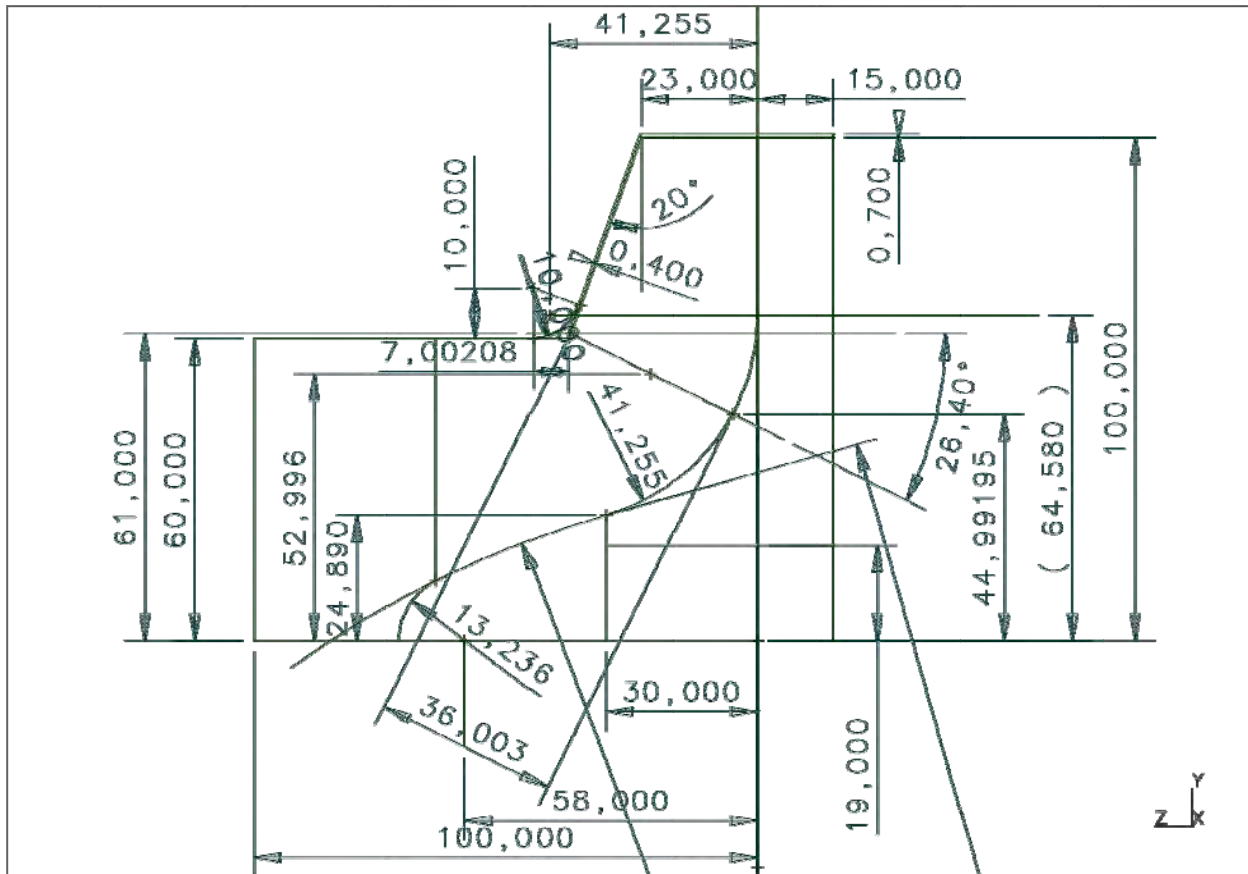


Sl. 12.2 Meridijalni presjek radnog kola pumpe



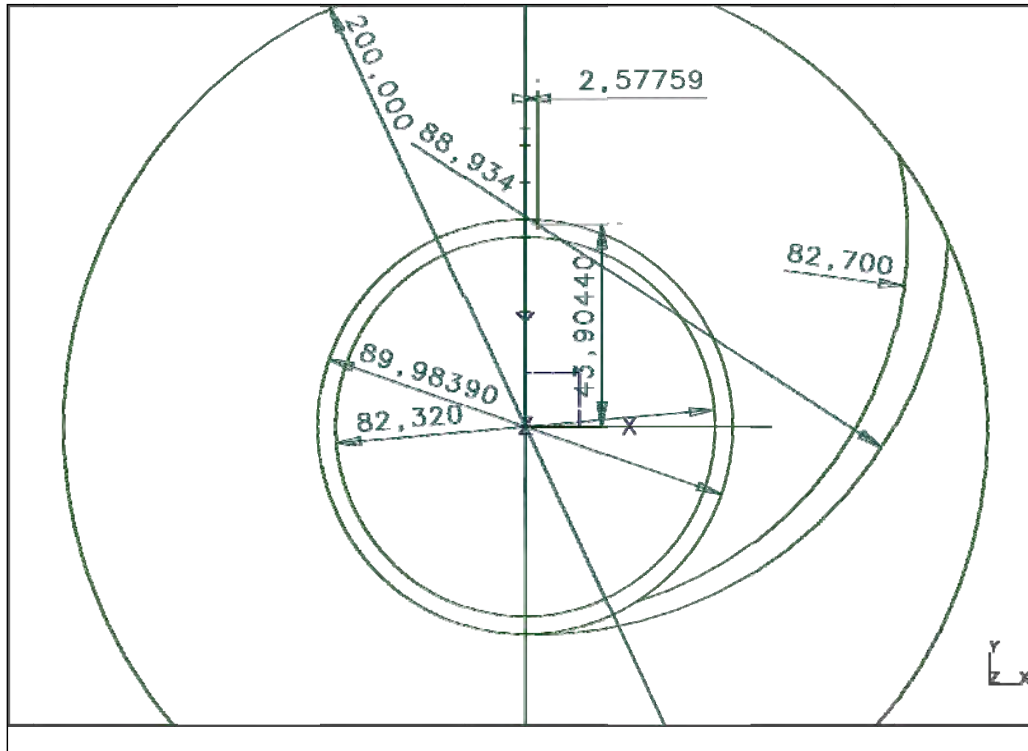
Sl.12.3 Geometrija ulaznog dijela u radno kolo

Na bazi iskustva, preporučuje se da se kreira fajl s objedinjenom geometrijom i ulaza i samog radnog kola, na način kako je to prikazano na slici 12.4. Ovaj fajl se potom koristi kao osnova za kreiranje tri nova fajla. Prvi od njih je iskorišten za kreiranje 3D modela ulaznog dijela u radno kolo. Drugi je poslužio za kreiranje 3D modela međulopatičnih kanala radnog kola, dok je treći bio osnova za kreiranje 3D modela spirale pumpe. Na ovaj način se imala ista polazna geometrija za kreiranje sva tri 3D modela protočnog trakta pumpe.



Sl.12.4 Bazna geometrija ulaznog dijela i radnog kola, pripravljena za kreiranje 3D modela protočnog trakta pumpe

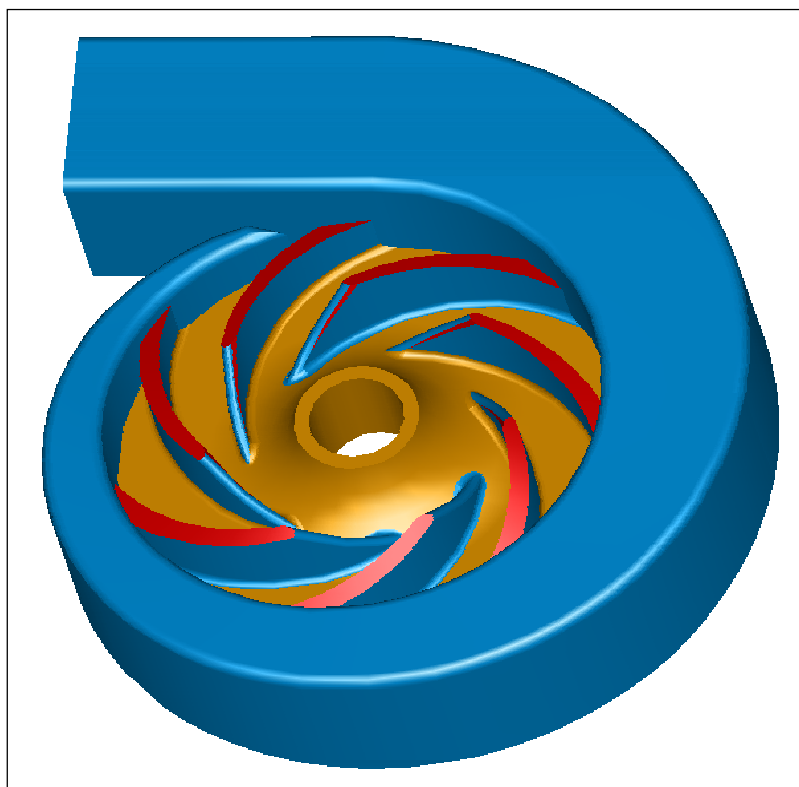
Geometrija lopatica radnog kola pumpe, u pogledu okomitom na radno kolo, data je na slici 12.5. Definirana geometrija određuje i debljinu lopatica, koja je promjenljiva od ulaza do izlaza iz radnog kola.



Sl. 12.5 Geometrija lopatica radnog kola pumpe

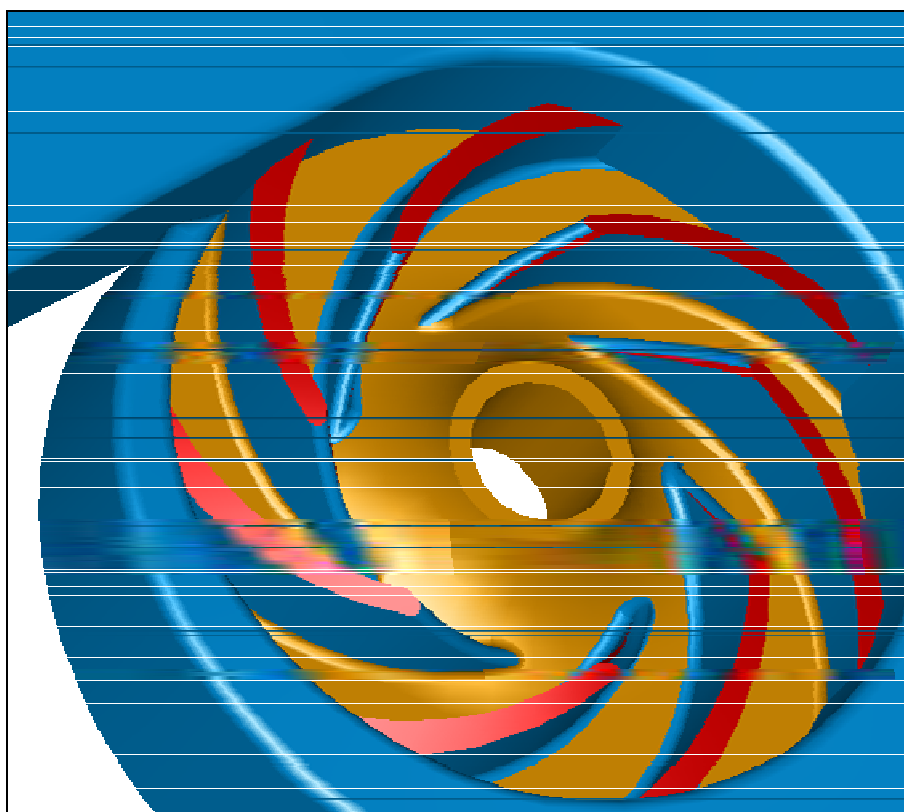
12.4 3D model pumpe

Na slici 12.6 je prikazan 3D model radnog kola i spirale pumpe. Prikazani model je kreiran s lijevim smjerom vrtnje, suprotno od smjera kazaljke na satu, gledajući okomito na otvorenu stranu rotora. Realizovana pumpa je izrađena s desnim smjerom vrtnje.



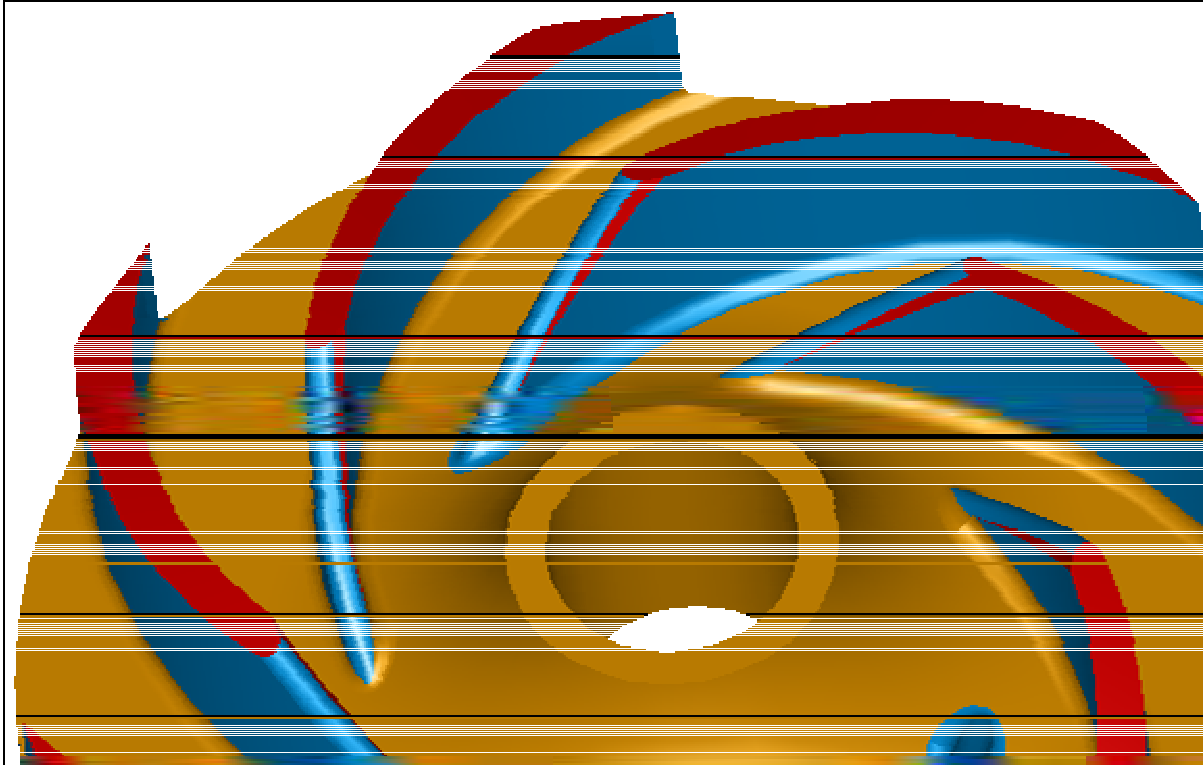
Sl. 12.6 3D model radnog kola i spirale pumpe

Na slici 12.7 je dat uvećani prikaz 3 modela radnog kola i spirale pumpe, s pogledom s druge strane.



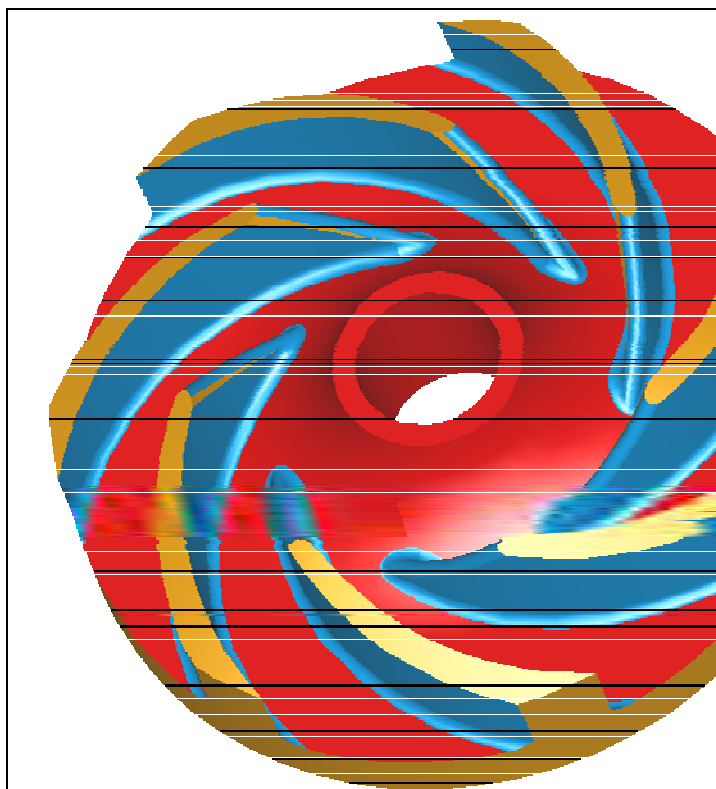
Sl. 12.7 Uvećani prikaz 3 modela radnog kola i spirale pumpe, s pogledom s druge strane

Na slici 12.8 prikazan je 3D model radnog kola pumpe, s karakterističnim oblikom lopatica istog. Ovaj model je poslužio i za kreiranje modela vode u međulopatičnim kanalima radnog kola, koji su zajedno s modelom vode u spirali i modelom vode na ulazu u pumpu poslužili kao osnova za kreiranje modela za računarske simulacije toka radnog fluida fluida kroz protočni trakt razvijene pumpe.

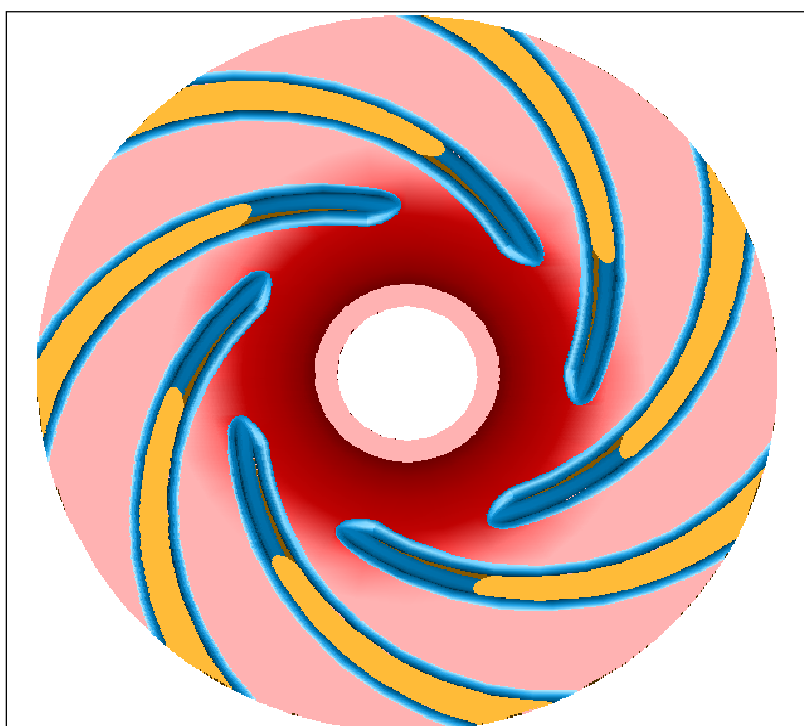


Sl. 12.8 3D model radnog kola s karakterističnim oblikom lopatica

Prikaz 3D modela radnog kola pumpe s desnim smjerom vrtnje, na bazi kojeg je izrađeno stvarno radno kolo pumpe, dat je na slikama 12.9 i 12.10.

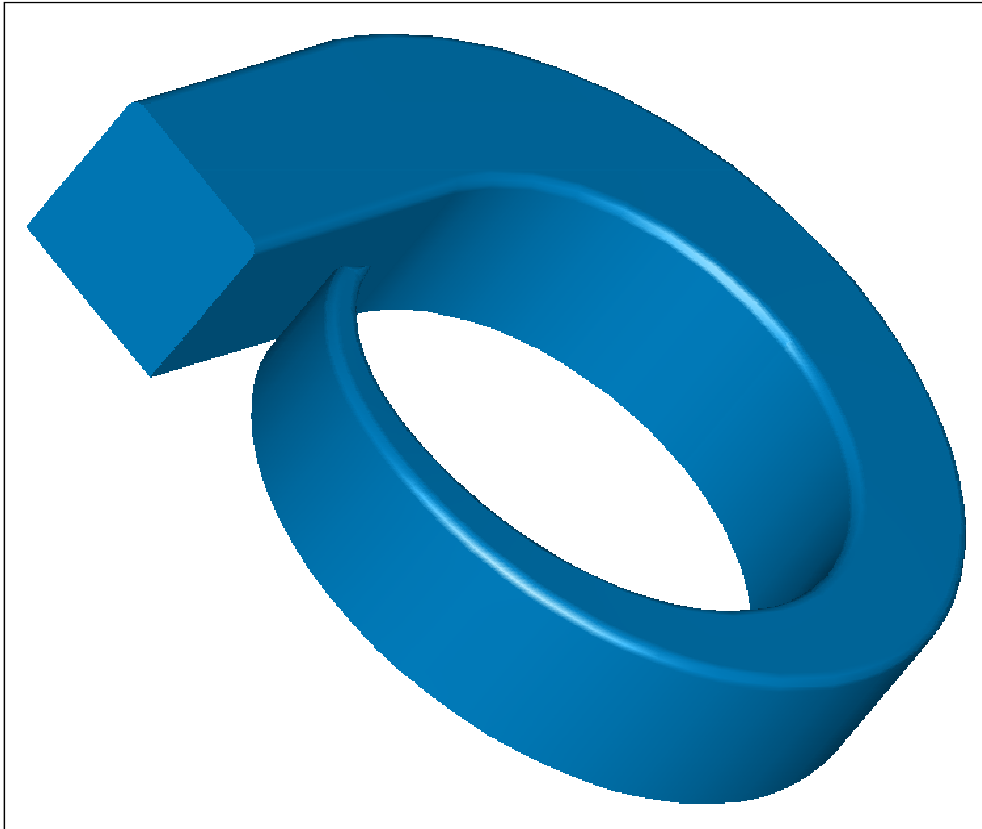


Sl. 12.9 3D model radnog kola s desnim smjerom vrtnje



Sl. 12.10 3D model radnog kola s desnim smjerom vrtnje – okomit pogled s otvorene strane kola

Na slici 12.11 prikazan je 3D model karakterističnog oblika spirale pumpe. U svojoj osnovi spirala leži na ravnini. Ista je proračunata i modelirana prema postupku datom u [2].



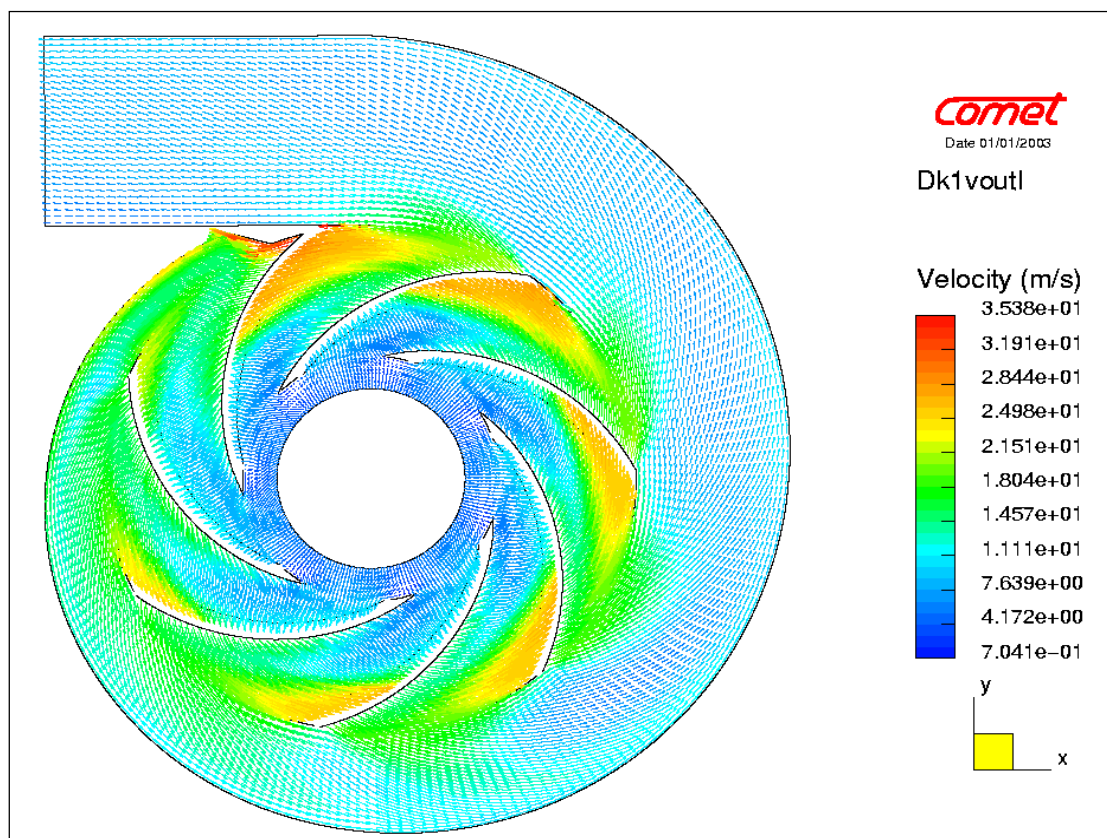
Sl. 12.11 3D model spirale pumpe

12.5 MRF numerička analiza strujanja radnog fluida u protočnom traktu pumpe

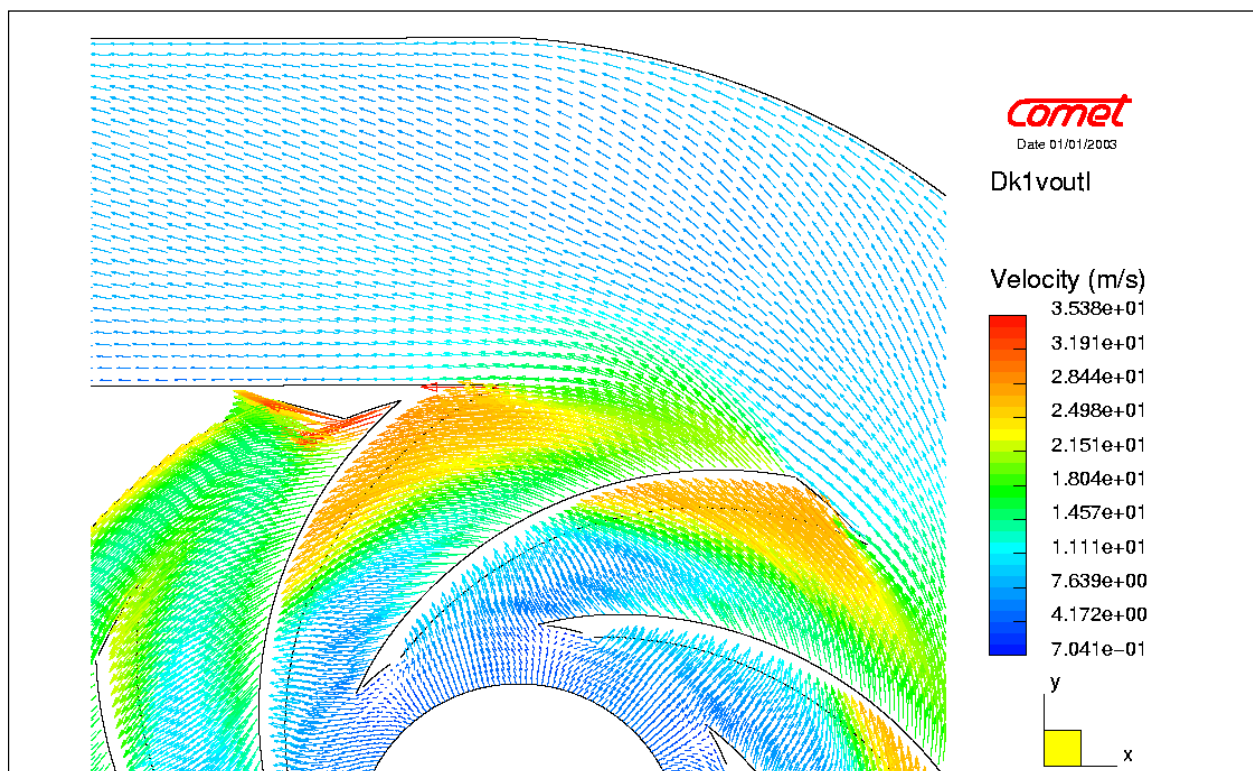
Koncept Multiple Reference Frame – MRF postupka proračuna i njegova praktična primjena ranije su već objašnjeni i u nastavku će biti prikazani samo rezultati proračuna. Proračun je realizovan primjenom metoda konačnih volumena, kroz primjenu programskog paketa Comet, kompanije CD-adapco.

U cijelom modelu protočnog trakta pumpe kreirano je oko 150000 kontrolnih volumena.

Za inženjersku analizu strujanja fluida kroz protočni trakt pumpe i za ocjenu kvaliteta oblika ulaza u pumpu, međulopatičnih kanala i spirale, potrebno je kreirati određeni broj prikaza rasporeda brzine i rasporeda pritiska u izabranim presjecima modela protočnog trakta. U tom smislu je na slici 12.12 dat prikaz rasporeda brzine u ortogonalnom presjeku modela protočnog trakta pumpe, dok je na slici 12.13 dat uvećani prikaz rasporeda brzine u pomenutom presjeku modela, s maksimalnim brzinama toka u zoni repa spirale.



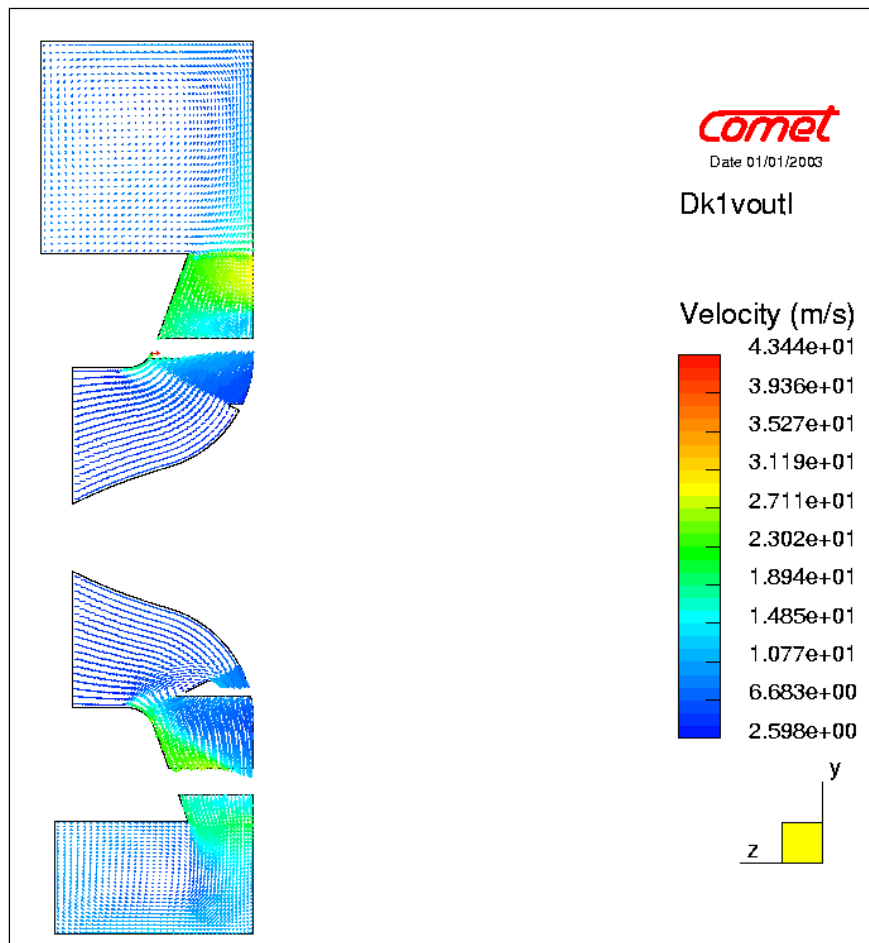
Sl. 12.12 Raspored brzine u ortogonalnom presjeku modela protočnog trakta pumpe



Sl. 12.13 Uvećani prikaz rasporeda brzine u ortogonalnom presjeku modela protočnog trakta pumpe, s maksimalnim brzinama toka u zoni repa spirale

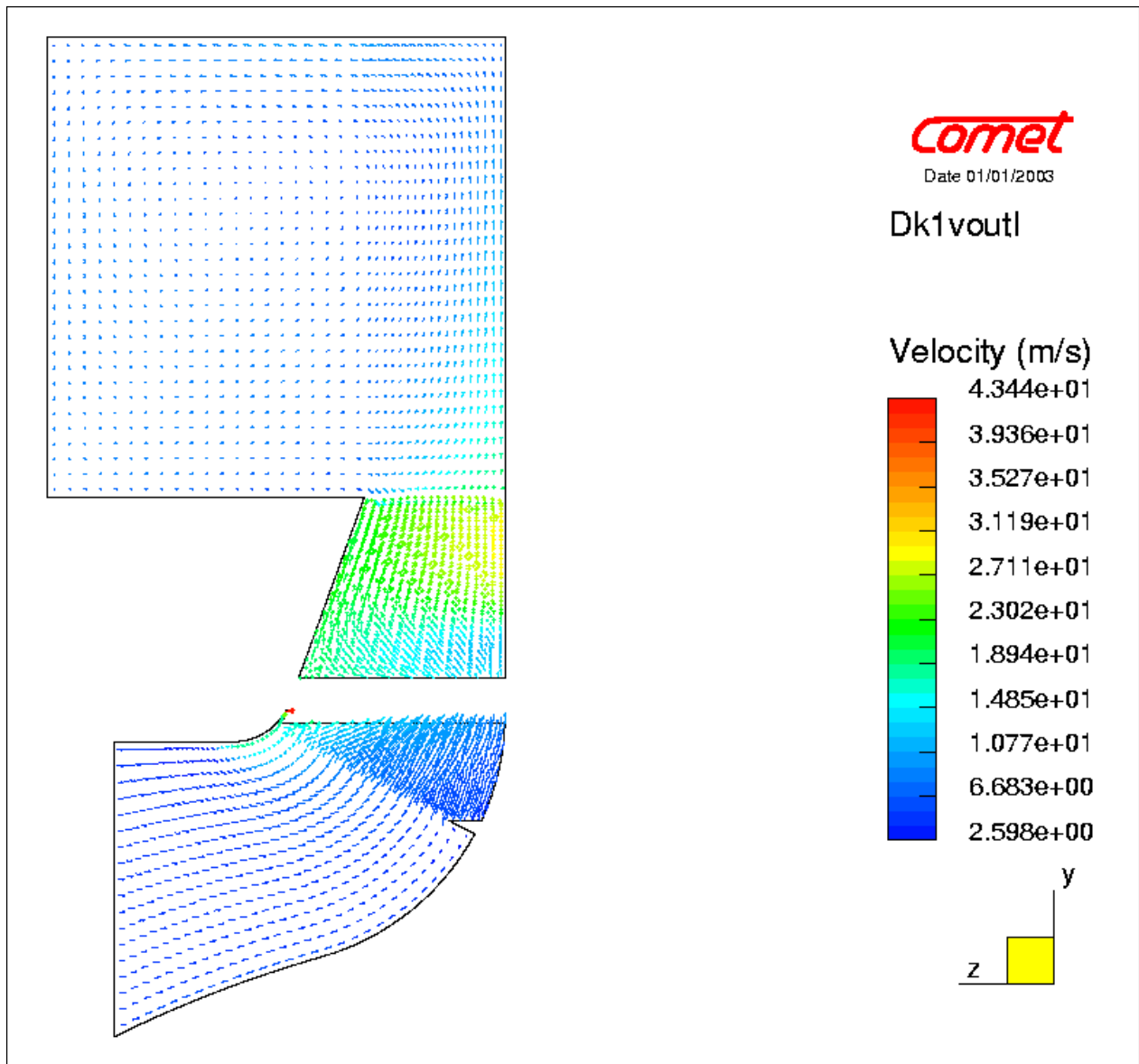
Na slici 12.14 prikazan je raspored brzine u punom meridijalnom presjeku modela protočnog trakta pumpe.

Sa stanovišta rasporeda brzine strujanja fluida kroz protočni trakt pumpe, generalno je cilj prvo u ulaznom dijelu pumpe postići ubrzanje fluida, zatim je potrebno ostvariti dalje povećanje brzine toka u međulopatičnim kanalima radnog kola, s postizanjem ravnomjernog toka kroz iste (sa stanovišta meridijalnih brzina fluida), i na kraju je potrebno u spirali ostvariti postupno smanjenje brzine toka i povećanje pritiska, pri čemu će se obezbijediti punjenje protočnog volumena spirale u jednom njenom dijelu, da bi se u izlaznom dijelu spirale obezbijedio novi tok fluida. Podrazumijeva se da pumpa mora obezbijediti i proračunom dobivene radne karakteristike.



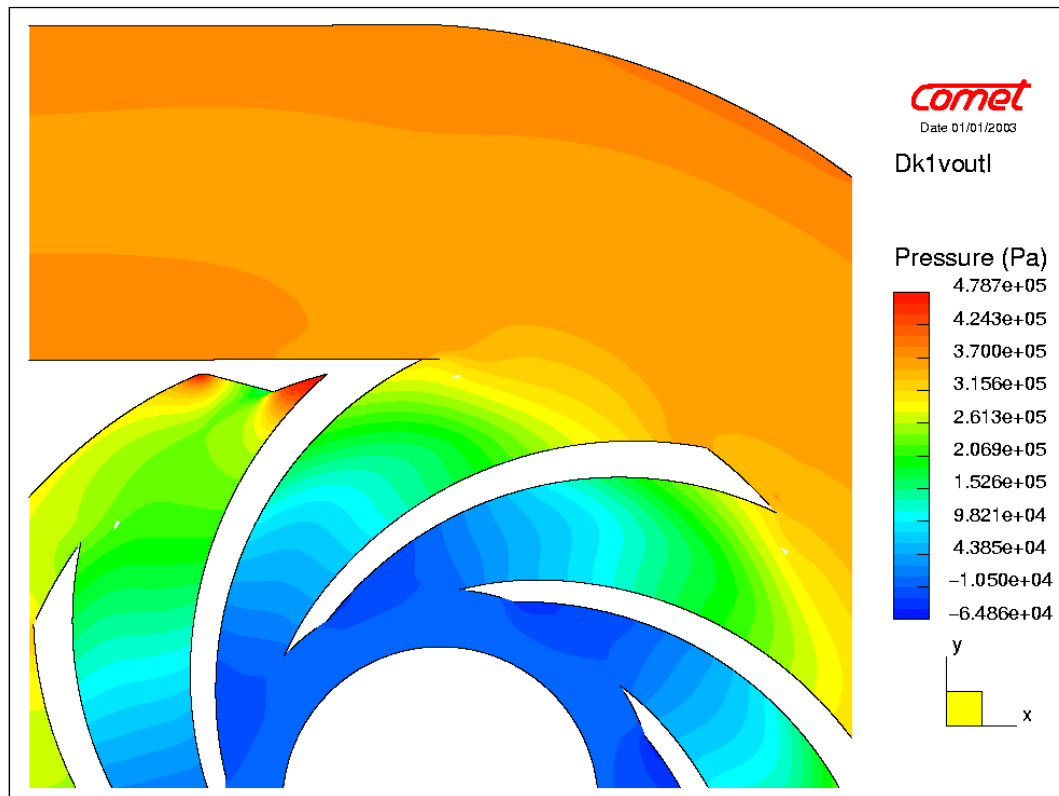
Sl. 12.14 Raspored brzine u punom meridijalnom presjeku modela protočnog trakta pumpe

Uvećani prikaz rasporeda brzine u meridijalnom presjeku modela protočnog trakta pumpe, dat na slici 12.15 zorno prikazuje ostvarene brzine toka u svim dijelovima pomenutog modela. Jasno se vidi da su ostvareni ciljevi s aspekta povećanja i smanjenja brzine toka u pojedinim dijelovima modela pumpe.



Sl. 12.15 Uvećan prikaz rasporeda brzine u punom meridijalnom presjeku modela protočnog trakta pumpe

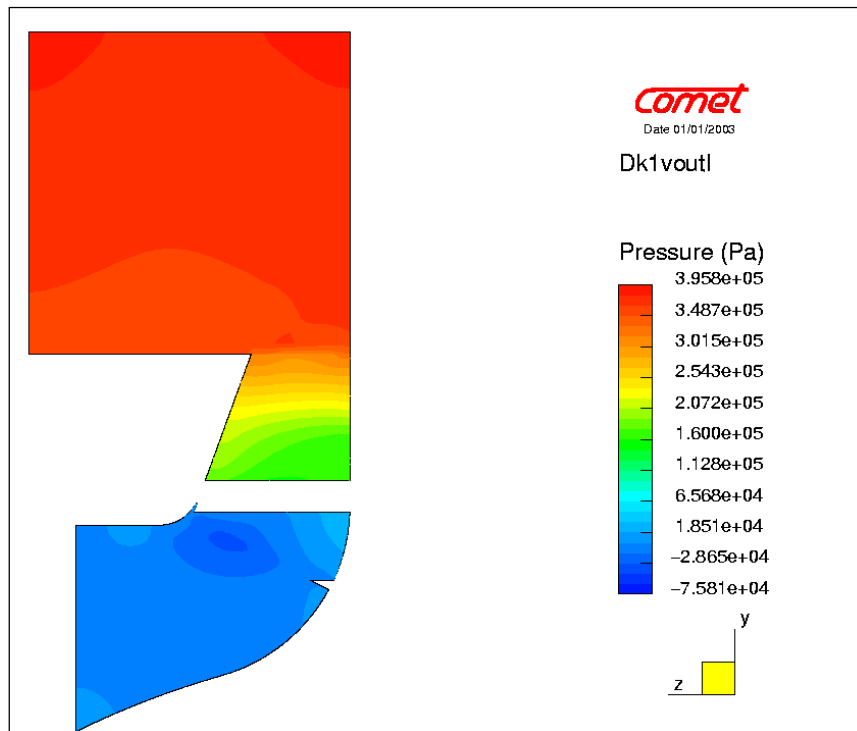
Na slijedećim slikama (slike: 12.16, 12.17 i 12.18) su dati prikazi rasporeda pritiska u ortogonalnom i meridijalnom presjeku protočnog trakta razvijene pumpe, kojima je obuhvaćen tok kroz međulopatične kanale radnog kola i spiralu pumpe. Posebno je važno da se na bazi analize rasporeda pritiska na pomenutim prikazima može utvrditi razlika pritiska na leđnoj i grudnoj strani svih lopatica kola. Ova razlika pritiska kod najviše opterećene lopatice omogućava da se izvrši prva provjera debljine lopatice duž njene izvodne linije od ulaza do izlaza iz radnog kola, što je posebno značajno kod radnih kola koja će se izrađivati od materijala s manjim vrijednostima modula elastičnosti. Za detaljnu provjeru naponsko-deformacionog stanja u radnom kolu pumpe potrebno je provesti proračune interakcije radnog fluida i radnih dijelova kućišta, na način kako je to urađeno u odjeljku 11.8 za analiziranu automobilsku turbopumpu.



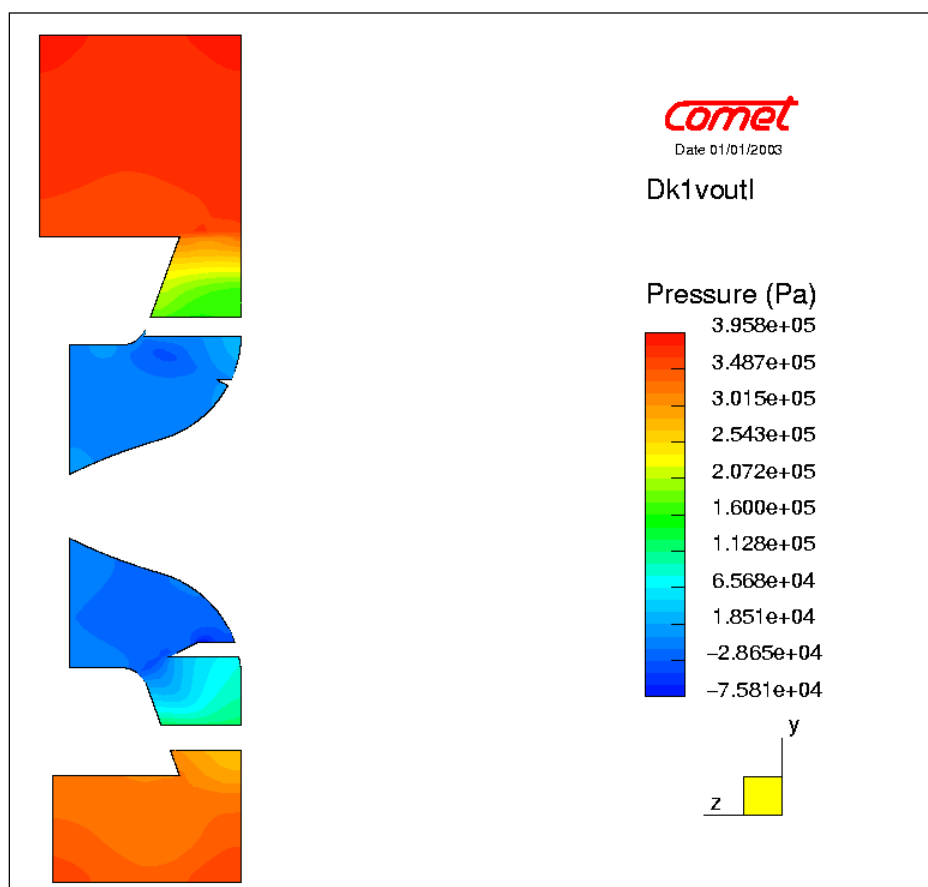
Sl. 12.16 Raspored pritiska u aksijalnom presjeku modela protočnog trakta pumpe

Na slici 12.17 dat je raspored pritiska u gornjem dijelu meridijalnog presjeku modela protočnog trakta pumpe. Na slici 12.16 i na slici 12.17 se može uočiti izrazito ravnomjerno povećanje pritiska duž međulopatičnih kanala kola, što je posebno važno s aspekta opterećenja, te provjere usvojenih dimenzija i oblika radnog kola. Na slici 12.18 dat je prikaz rasporeda pritiska u cijelom meridijalnom presjeku modela protočnog trakta pumpe, na kojem se, pored ostalog može uočiti i ravnomjeran porast pritiska u spirali pumpe.

Na kraju treba naglasiti da su ovdje prikazani rezultati numeričkih analiza finalnog dizajna razvijene pumpe, te da je to razlog što ovaj dizajn ispunjava sve zahtjeve postavljene pred razvojne inženjere na početku razvojnog ciklusa. To znači da se kod razvoja jedne ovakve pumpe postupno dolazi do finalnog dizajna, kroz primjenu iterativnog procesa konstruiranja (zlatni iterativni krug) i postupno unapređenje dizajna pojedinih dijelova i protočnog trakta pumpe. Za očekivati je da će se, sa sticanjem iskustva kroz provedbu razvoja jednog broja centrifugalnih pumpi, i broj pomenutih iteracija i redizajna pojedinih dijelova pumpi svakako smanjiti.



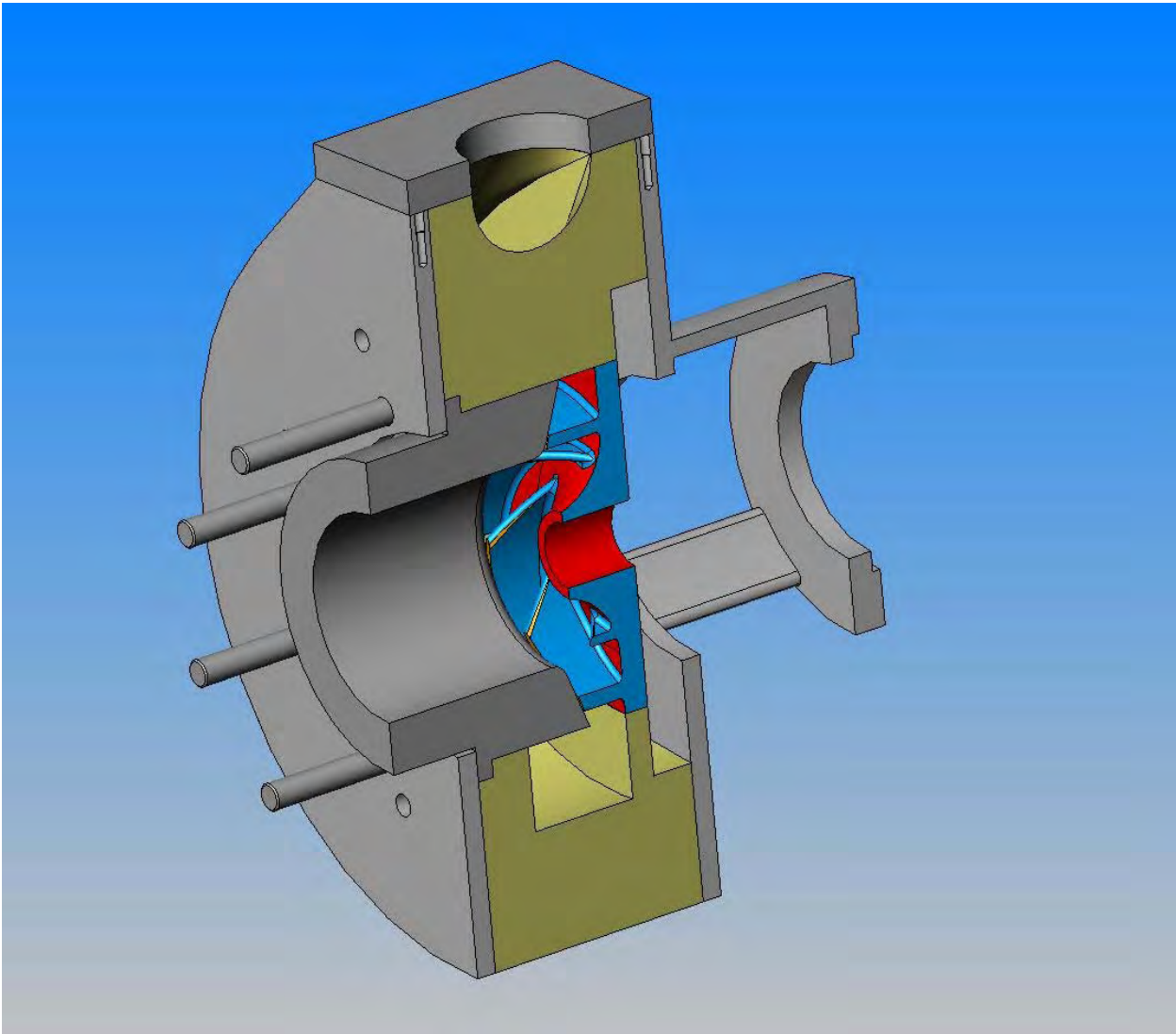
Sl. 12.17 Raspored pritiska u gornjem dijelu meridijalnog presjeka modela protočnog trakta pumpe



Sl.12.18 Raspored pritiska u meridijalnom presjeku modela protočnog trakta pumpe

12.6 3D model realizovane pumpe

Na slici 12.19 prikazan je 3D model razvijene pumpe za agresivne medije.



Sl. 12.19 3D model realizovane pumpe

Literatura

1. S. Balić, *Numerička analiza procesa strujanja i naponskog stanja centrifugalnih pumpi u sistemima za hlađenje automobilskih motora*, doktorska disertacija, Mašinski fakultet Zenica, 2002.
2. W. Bohl, *Strömungsmaschinen, 2. Teil, Berechnung und Konstruktion*, 4. Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg, 1991.

13. Centrifugalna pumpa za srce

U ovom dijelu je prikazana primjena razvijenog i u glavi III prikazanog koncepta inženjerskog dizajna i optimizacije malih centrifugalnih turbopumpi, na primjeru razvoja centrifugalne pumpe za srce. Prikazan je proračun osnovnih konstruktivnih parametara predmetne pumpe za srce, na bazi kojeg je realizovan preliminarni dizajn i izrađeni su 3D modeli svih dijelova pumpe, od ulaza u pumpu, radnog kola, do izlazne spirale pumpe. Na bazi ovih modela realizovane su numeričke simulacije protoka radnog fluida kroz cijeli protočni trakt pumpe, s ciljem provjere radnih karakteristika iste. Rezultati numeričkih simulacija su poslužili za procjenu potrebe za redizajnom protočnog trakta i pojedinih dijelova pumpe. U ovom odjeljku nije prikazan finalni dizajn predmetne pumpe za srce.

13.1 Uvod

Donora srca nikad nema dovoljno, pa se pokazalo da je pumpa za srce kvalitetno rješenje za ovaj problem. Do danas je razvijeno nekoliko različitih tipova ove pumpe, a specifičnost ovdje prikazanog rješenja je u tome što radno kolo pumpe nema vratila i rotira u magnetnom polju koje stvaraju magneti postavljeni s obe strane kola u kućištu.

13.2 Proračun osnovnih konstruktivnih parametara centrifugalne pumpe

Proračun osnovnih konstruktivnih parametara centrifugalne pumpe za srce realizovan je primjenom u glavi III prikazanog koncepta inženjerskog dizajna i optimizacije malih centrifugalnih turbopumpi [1], koji je realizovan kroz primjenu Excel programa, na način kako je to pokazano u nastavku. Pomenuti Excel program priložen je uz ovu monografiju. Provedeni proračun je dao izlaze na bazi kojih je realizovan preliminarni dizajn glavnih dijelova pumpe, odnosno kreirani su 3D modeli istih.

Oblik radnog kola je izabran prema izračunatoj vrijednosti specifičnog broja ortaja kola, kako je to pokazano u pomenutom proračunu. Izabrana je izvedba dvostranog radnog kola koje rotira u magnetnom polju.

U nastavku je dat prikaz proračuna osnovnih konstruktivnih parametara razmatrane centrifugalne pumpe, kroz primjenu pomenutog Excel programa. Napominje se da su brojevi slika u datom proračunu internog karaktera i vrijede samo za ovaj proračun.

PRORAČUN RADIJALNOG RADNOG KOLA PREMA KARAKTERISTICI PRITISKA Ψ	
1. Ulazni podaci	
Protok Q	m ³ /s
Q =	0,0001333 m ³ /s
Q =	0,133333 l/s
Napor pumpe H	m
H =	1,057835 m
Jedinični rad pumpe Y	J/kg
Y =	10,377361 J/kg
Broj obrtaja n	
n =	2500 o/min
n =	41,666667 o/s
Gustina transportovanog medija	
ρ =	1060 kg/m ³
2. Specifični broj obrtaja n_q	
n_q =	27,675494
3. Vanjski prečnik radnog kola D_2	
Karakteristika pritiska Ψ za područje $n_q = 15 - 60 \text{ min}^{-1}$	
Ψ =	1,0294634
Vanjski prečnik radnog kola D_2	
D_2 =	0,0342895 m
Usvojena vrijednost vanjskog prečnika kola D_2	
D_2 =	34 mm = 0,034 m
4. Prečnik usisnog otvora D_s	
Koefficient ϵ prema Pleidereru:	
ϵ =	0,1372424 do 0,274485
Koefficient ϵ prema dijagramu na slici 3:	
ϵ =	0,097 do 0,156
Brzina na usisu c_s	
c_s =	0,4419063 do 1,25048 m/s
Za c_s preporučeno je raspon [1]:	
c_s =	2 do 4 m/s
Stepen iskorištenja pumpe, prema dijagramu na slici 1	
ϵ =	0,55
Snaga pumpe	
N =	2,6666607 W = 0,002667 kW
Obrtni momenat M_u	
M_u =	0,0101859 Nm = 10,18589 Nmm
Dozvoljeni napon na uvijanje τ_{ud}	
τ_{ud} =	40 do 60 N/mm ² za uobičajene čelike vratila
Prečnik vratila pumpe d_v	
d_v =	1,0838513 do 0,946831 mm
Usvojena vrijednost prečnika vratila pumpe d_v	
d_v =	10 mm
Prečnik glavčine kola D_g	
D_g =	13 do 14 mm
Usvojena vrijednost prečnika glavčine kola D_g	
D_g =	13,5 mm = 0,0135 m
Zapremiski stepen iskorištenja pumpe η_1	
$1/\eta_1$	1,0313679
η_1 =	0,9695862
Prečnik usisnog otvora D_s	
D_s =	0,0240513 do 0,017952
Usvojena vrijednost prečnika usisnog otvora D_s	
D_s =	21 mm
5. Ostali prečnici radijalnog radnog kola	
Približna veličina omjera D_{i1}/D_2 , prema dijagramu na slici 4	
D_{i1}/D_2 =	0,374
Približna veličina unutrašnjeg prečnika ulazne ivice lopatice D_{i1}	
D_{i1} =	12,716 mm

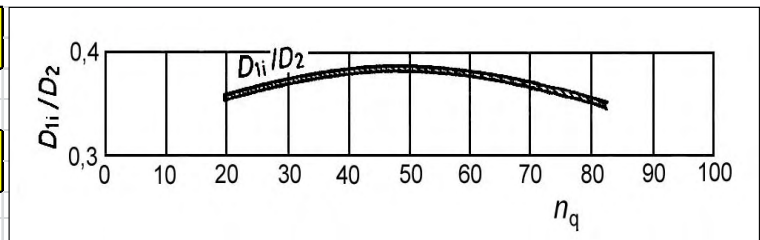
Sl. 1 Oblici radnih kola i vrijednosti stepena iskorištenja η turbopumpi u zavisnosti od brzohodnosti n_q i veličine protoka Q, prema iskustvu firme Worthington

Sl. 2 Meridijalni presjek radijalnog radnog kola male i srednje brzohodnosti

Sl. 3 Koefficient ϵ za radijalno radno kolo

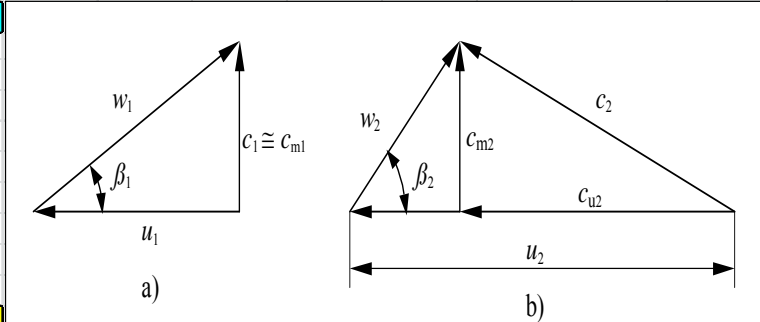
Sl. 13.1 Proračun radijalnog radnog kola prema razvijenom Excel programu

Usvojena vrijednost prečnika D_{1i}	
$D_{1i} =$	13 mm
Približna veličina srednjeg prečnika D_{1m}	
$D_{1m} =$	17
Usvojena vrijednost prečnika D_{1m}	
$D_{1m} =$	17 mm = 0,017 m



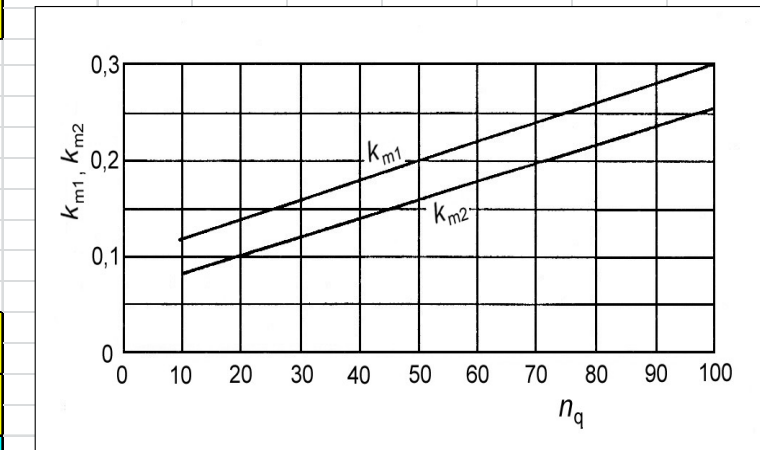
Sl. 4 Dijagram ovisnosti omjera D_{1i} / D_2 od specifičnog broja obrtaja n_q

6. Širine radnog kola b_1 i b_2	
Ulaz u radno kolo	
Koefficient k_{m1} , prema dijagramu na slici 6	
$k_{m1} =$	0,1518
Meridijalna brzina na ulazu c_{m1} , prema slici 5	
$c_{m1} =$	0,6915606 m/s
Koefficient suženja na ulazu u međulopatične kanale k_1	
$k_1 =$	1,3 (pretpostavljena vrijednost)
Širina radnog kola b_1	
$b_1 =$	0,004693 m = 4,693015 mm
Usvojena vrijednost širine radnog kola b_1	
$b_1 =$	4,7 mm = 0,0047 m
s meridijalnom brzinom c_{m1} na ulazu	
$c_{m1} =$	0,6905329 m/s



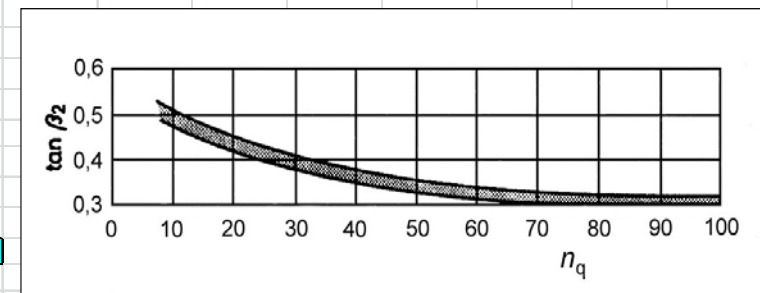
Sl. 5 Trouglovi brzina na ulazu a) i izlazu iz radnog kola b)

Izlaz radnog kola	
Koefficient k_{m2} , prema dijagramu na slici 6	
$k_{m2} =$	0,12
Meridijalna brzina na izlazu iz kola c_{m2} , prema slici 5	
$c_{m2} =$	0,5466882 m/s
Koefficient suženja na ulazu u međulopatične kanale k_1	
$k_2 =$	1,27 (pretpostavljena vrijednost)
Širina radnog kola b_1	
$b_2 =$	0,0028998 m = 2,899832 mm
Usvojena vrijednost širine radnog kola b_2	
$b_2 =$	2,9 mm = 0,0029 m
s meridijalnom brzinom c_{m2} na izlazu kola	
$c_{m2} =$	0,5466566 m/s



Sl. 6 Dijagrami koefficienta k_{m1} i k_{m2} u funkciji od specifičnog broja obrtaja n_q

7. Uglovi lopatica β_1 i β_2 u prvom približenju	
Obodna brzina na ulazu u_1 , prema slici 5	
$u_1 =$	2,2252948 m/s
Ulazni ugao lopatice β_1	
$\beta_1 =$	0,3008891 rad = 17,23968 stepeni
$\beta_1 =$	17 stepeni = 0,296706 radijana
Orjentaciona vrijednost izlaznog ugla β_2 , prema dijagramu na slici 7	
$\tan \beta_2 =$	0,385 do 0,41
$\beta_2 =$	0,3675088 do 0,389097 rad
$\beta_2 =$	21,056706 do 22,29363 stepeni



Sl. 7 Orijentacione vrijednosti izlaznog ugla lopatice β_2 radijalnog radnog kola, u funkciji od specifičnog broja obrtaja n_q

8. Broj lopatica z	
Prvi približan broj lopatica z	
$z =$	7,018902 do 7,43121
Drugi približan broj lopatica z	
$z =$	6,1456337 do 6,33762
Usvojena vrijednost broja lopatica z	
$z =$	7 lopatica

Sl. 13.1 Proračun radijalnog radnog kola prema razvijenom Excel programu (nastavak)

9. Korekcija proračunaUsvojena vrijednost debljine lopatice na ulazu s_1

$s_1 = 0,8 \text{ mm}$

Faktor suženja na ulazu u međulopatične kanale k_1

$k_1 = 1,5591771$

Protok Q' s uzimanjem u obzir zapreminskih gubitaka

$Q' = 0,0001375 \text{ m}^3/\text{s}$

Nova vrijednost meridijalne brzine c_{m1} na ulazu

$c_{m1} = 0,8541813 \text{ m/s}$

Nova vrijednost ulaznog ugla lopatice β_1

$\beta_1 = 0,3665076 \text{ rad} = 20,99934 \text{ stepeni}$

Usvojena vrijednost ulaznog ugla lopatice β_1

$\beta_1 = 21 \text{ stepena} = 0,366519 \text{ rad}$

Provjera ugla β_1 i meridijalne brzine c_{m1} na ulazu

$k_1 = 1,4136082$

$c_{m1} = 0,7744327 \text{ m/s}$

Usvojena vrijednost izlaznog ugla lopatice β_2

$\beta_2 = 24 \text{ stepena} = 0,418879 \text{ rad}$

Usvojena vrijednost debljine lopatice na izlazu s_2

$s_2 = 0,8 \text{ mm}$

Provjera ugla β_2 i meridijalne brzine c_{m2} na izlazu

$k_2 = 1,1479711$

$c_{m2} = 0,5096305 \text{ m/s}$

10. Konstruktivni parametri oblika cilindričnih radijalnih lopatica, prema slici 9Radijus lopatice R

$R = 14,269558$

Usvojena vrijednost radijusa lopatice R

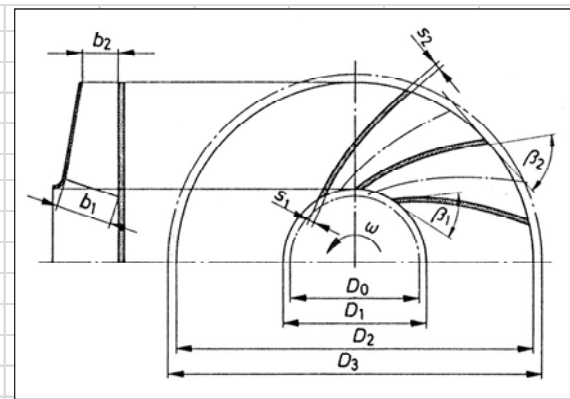
$R = 14,269 \text{ mm}$

Radijus kružnice r , kao centra radijusa lopatice R

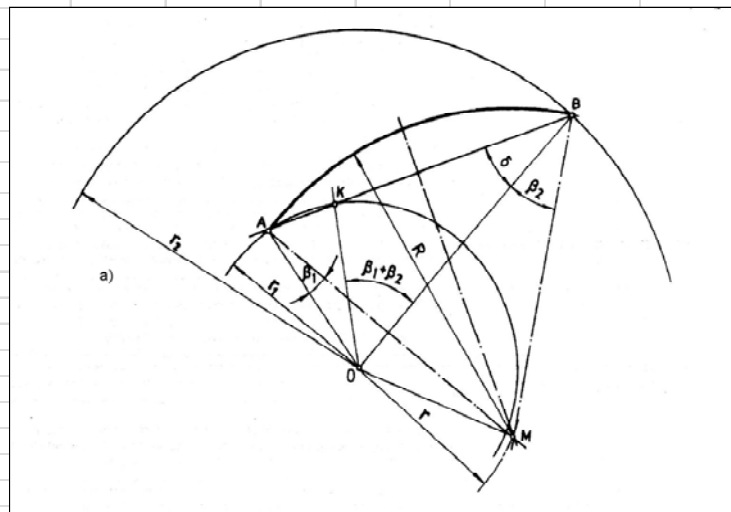
$r = 7,0280122 \text{ mm}$

Usvojena vrijednost radijusa kružnice r

$r = 7,028 \text{ mm}$



Sl. 8 Geometrijski parametri radijalnog radnog kola na ulazu i izlazu međulopatičnog kanala



Sl. 9 Konstrukcija srednje linije lopatice u obliku kružnog luka

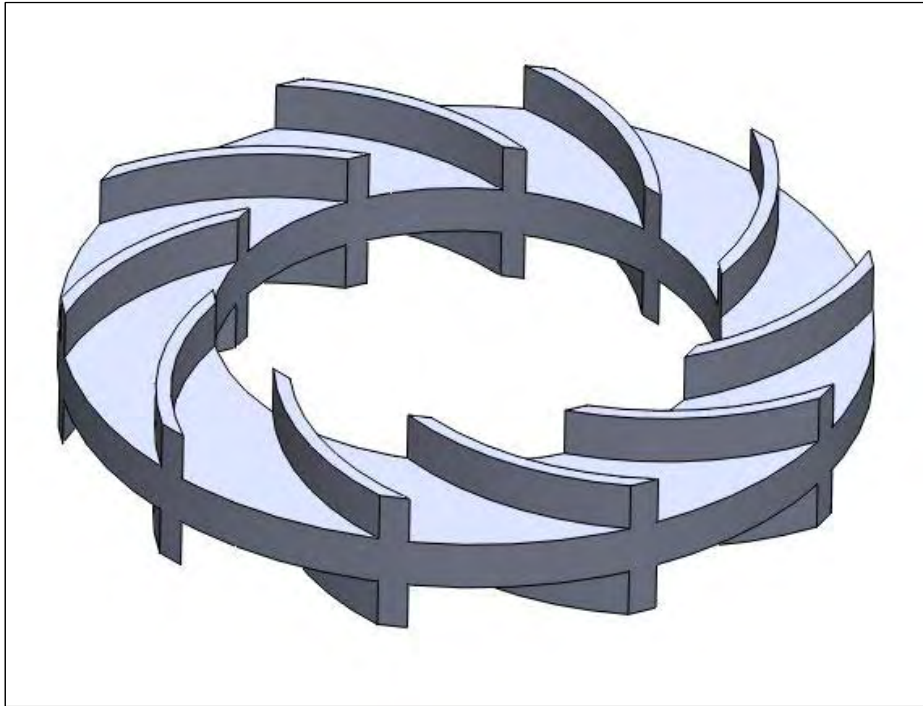
Sl. 13.1 Proračun radijalnog radnog kola prema razvijenom Excel programu (nastavak)

13.3 3D model pumpe

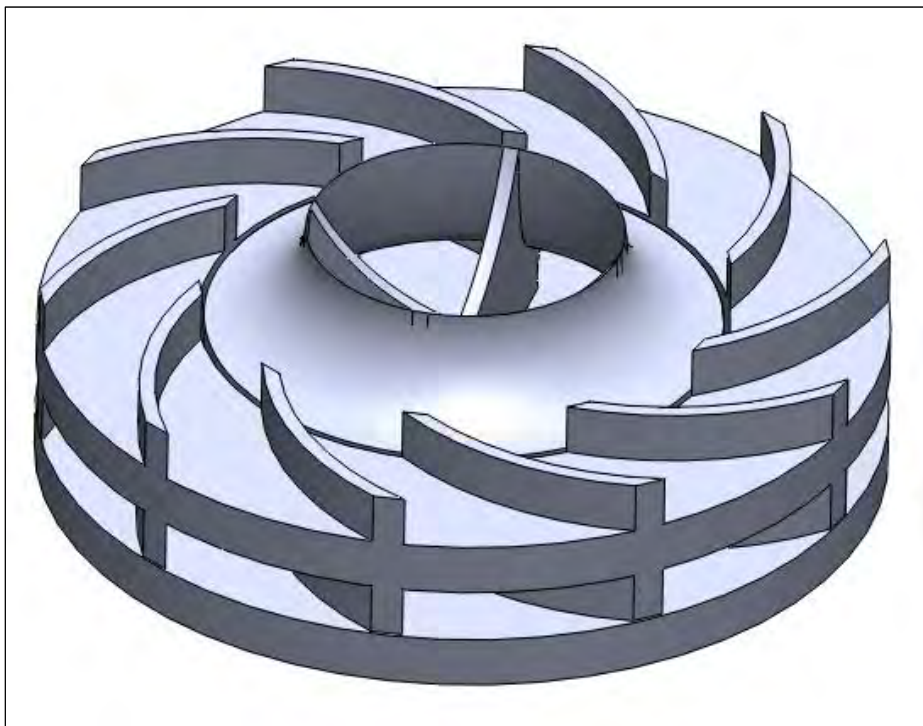
Na bazi rezultata realizovanog proračuna, kreirani su preliminarni dizajni, odnosno radne verzije 3D modela svih dijelova pumpe.

Na slici 13.2 prikazan je 3D model radne verzije dvostranog radnog kola pumpe za srce, dok je na slici 13.3 uz model radnog kola prikazan i uvodnik u kolo.

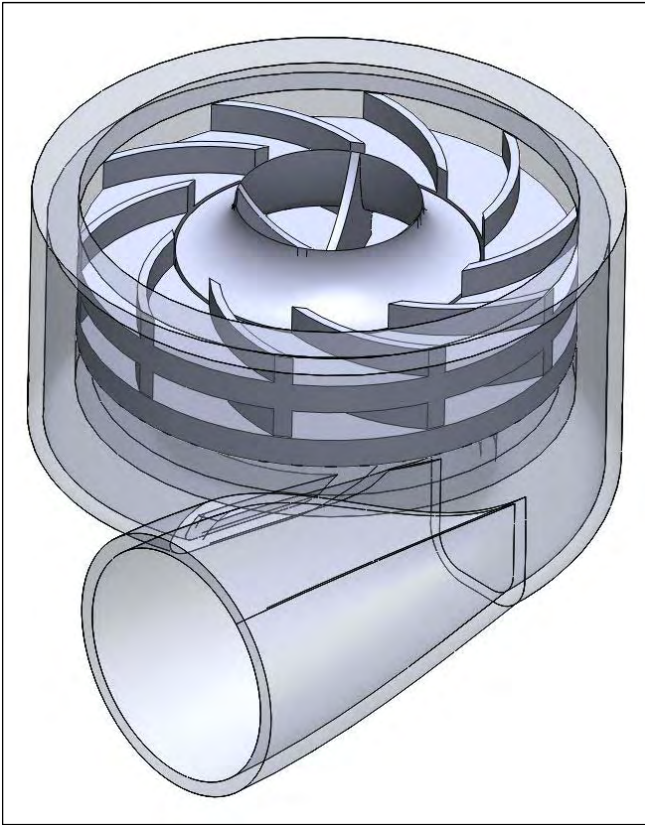
Na slici 13.4 prikazan je 3D model pumpe sa spiralom, dok su na slikama 13.5 do 13.7 dati 3D modeli cijele pumpe u različitim pogledima.



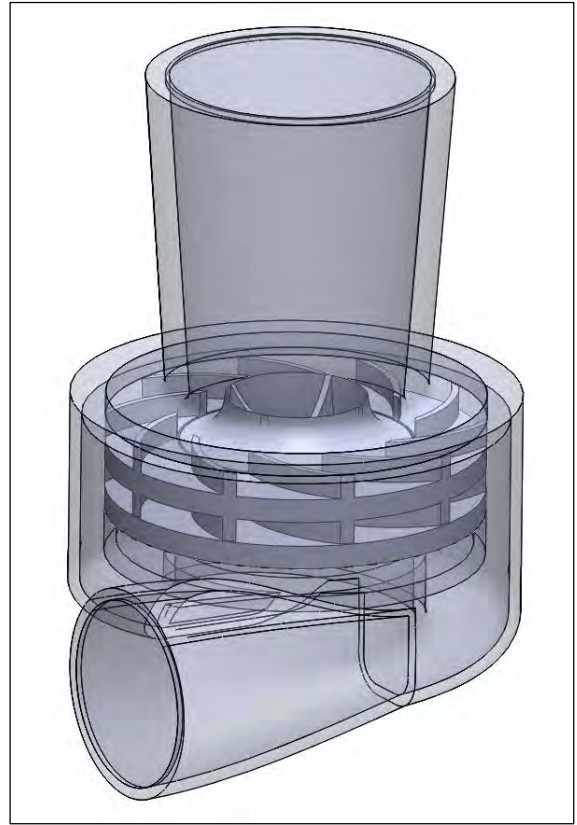
Sl. 13.2 3D model radne verzije dvostranog radnog kola pumpe za srce



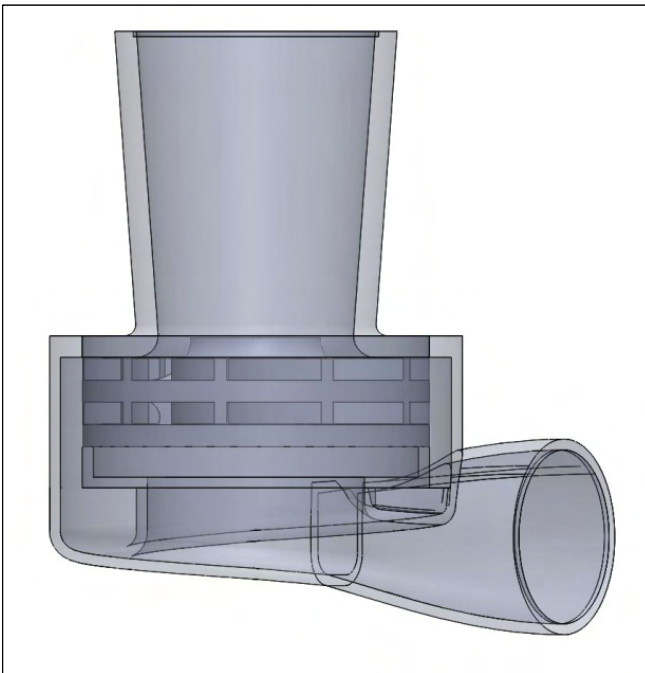
Sl.13.3 3D model radnog kola pumpe s uvodnikom u kolo



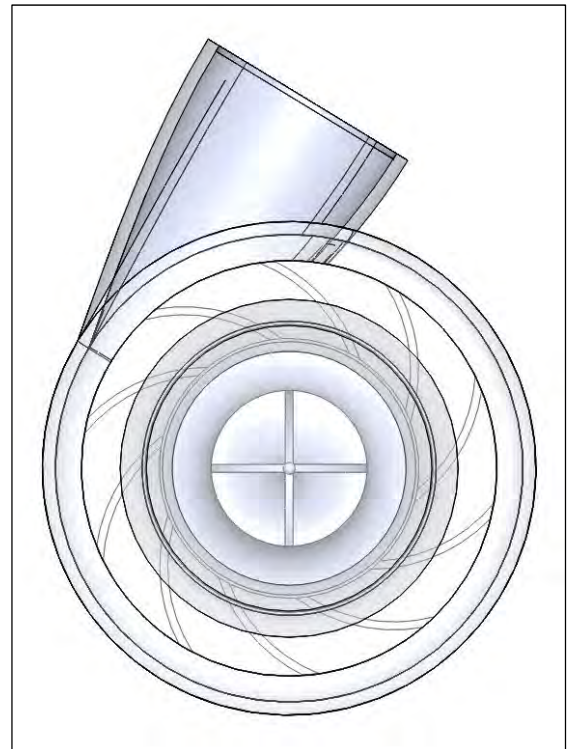
Sl. 13.4 3D model pumpe sa spiralom



Sl. 13.5 3D model pumpe sa spiralom i uvodnikom



Sl. 13.6 3D model pumpe sa spiralom i uvodnikom (osa vrtnje okomita)

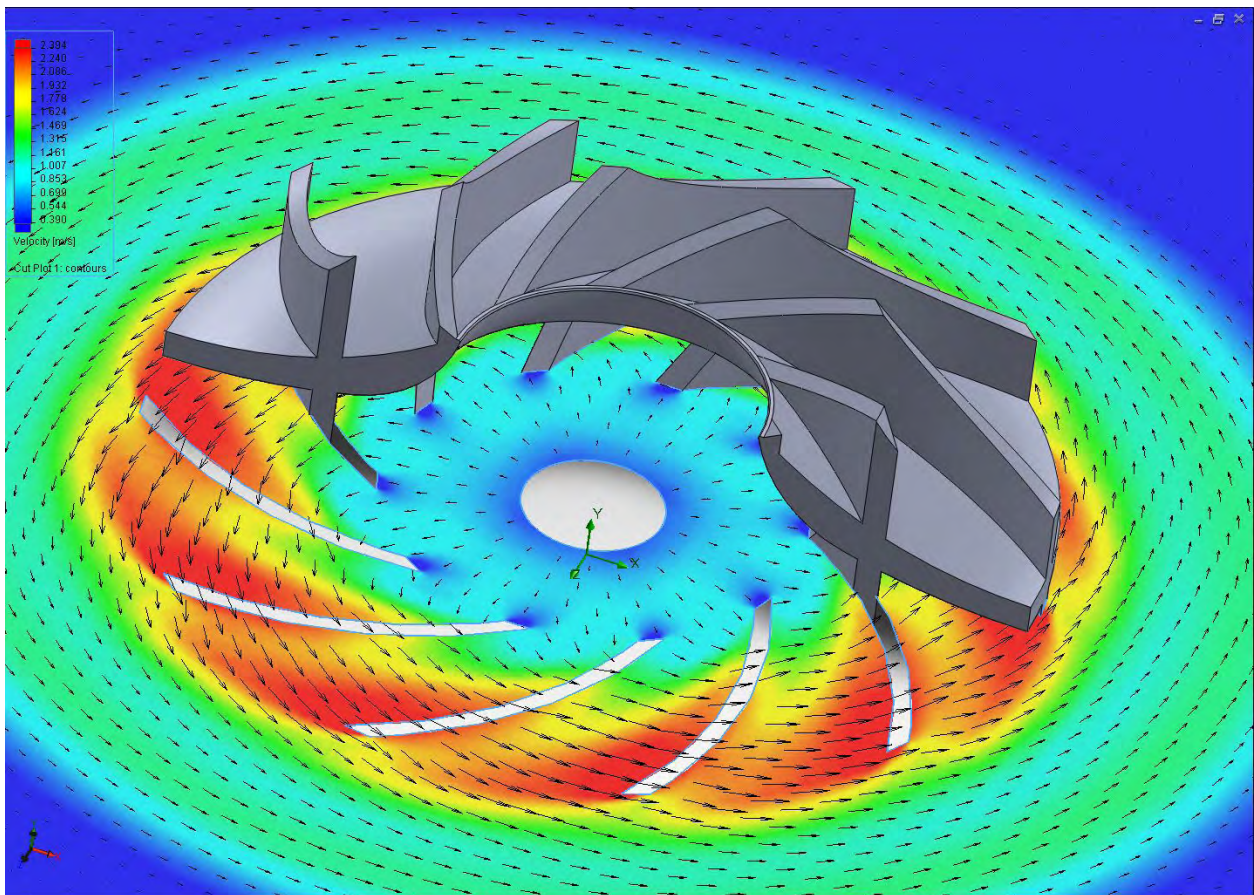


Sl. 13.7 3D model pumpe sa spiralom i uvodnikom (pogled s boka)

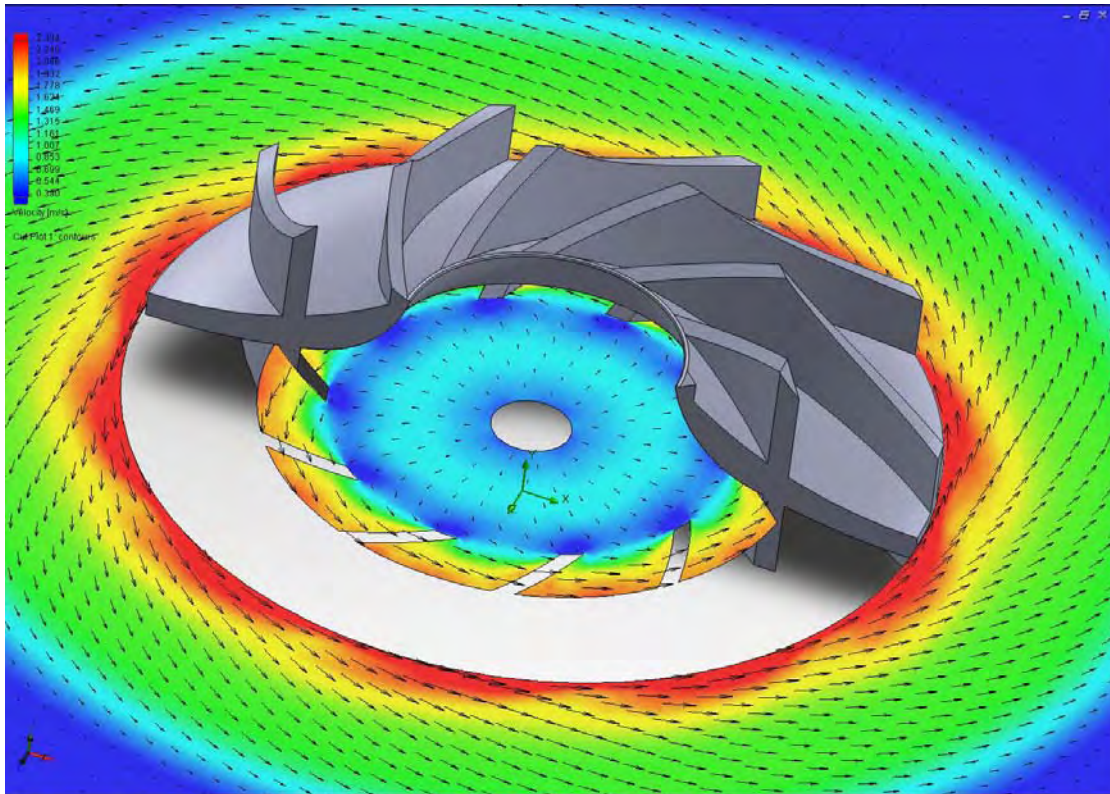
13.4 MRF numerička analiza strujanja radnog fluida u protočnom traktu pumpe

Prema razvijenom konceptu inženjerskog dizajna i optimizacije malih centrifugalnih turbopumpi, u narednom koraku je potrebno realizovati računarske, odnosno numeričke simulacije strujanja radnog fluida u protočnom traktu pumpe. Jedan od osnovnih zahtjeva je da pumpa za srce mora ostvariti potrebnu razliku pritiska Δp . Kako je to ranije objašnjeno, numeričke simulacije omogućavaju izračunavanje radnih karakteristika modela turbopumpi.

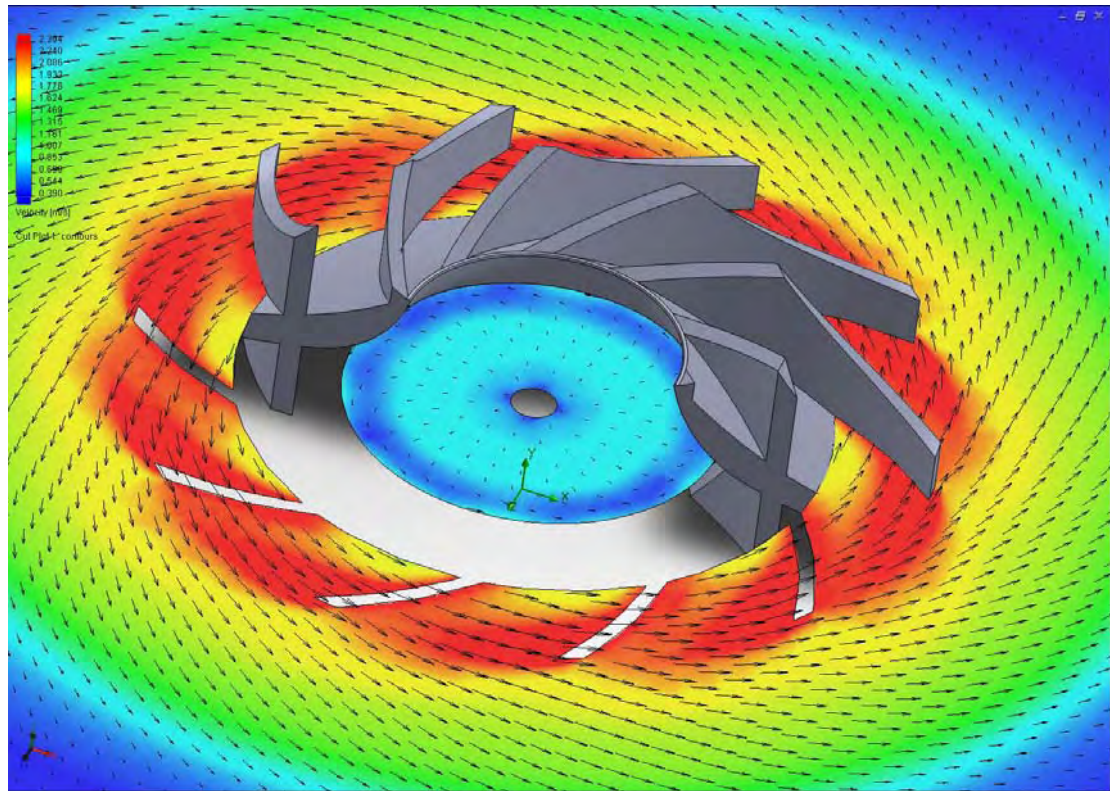
Kod razvoja predmetne pumpe za srce, numeričke analize su realizovane na bazi primjene Engineering Fluid Dynamics – EFD koncepta i Multiple Reference Frame – MRF postupka rotiranja koordinatnih sistema. Dobiveni rezultati, koji su dijelom prikazani u narednim slikama, i njihova analiza omogućili su uočavanje nedostataka realizovanog inženjerskog dizajna i definisanje zahvata redizajna na dijelovima pumpe, s ciljem da se iterativnim postupkom dođe do modela koji ispunjava postavljene zahtjeve sa stanovišta radnih karakteristika razvijane pumpe za srce.



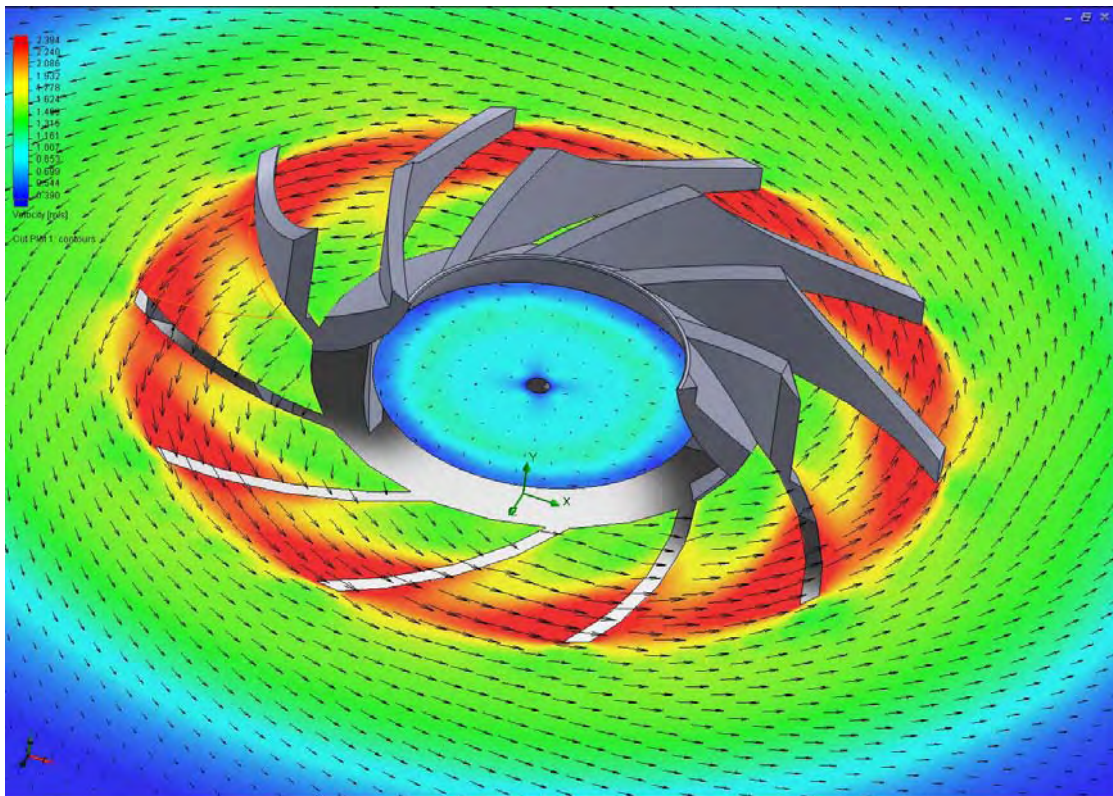
Sl. 13.8a) Raspored brzine u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (prvi nivo presjeka)



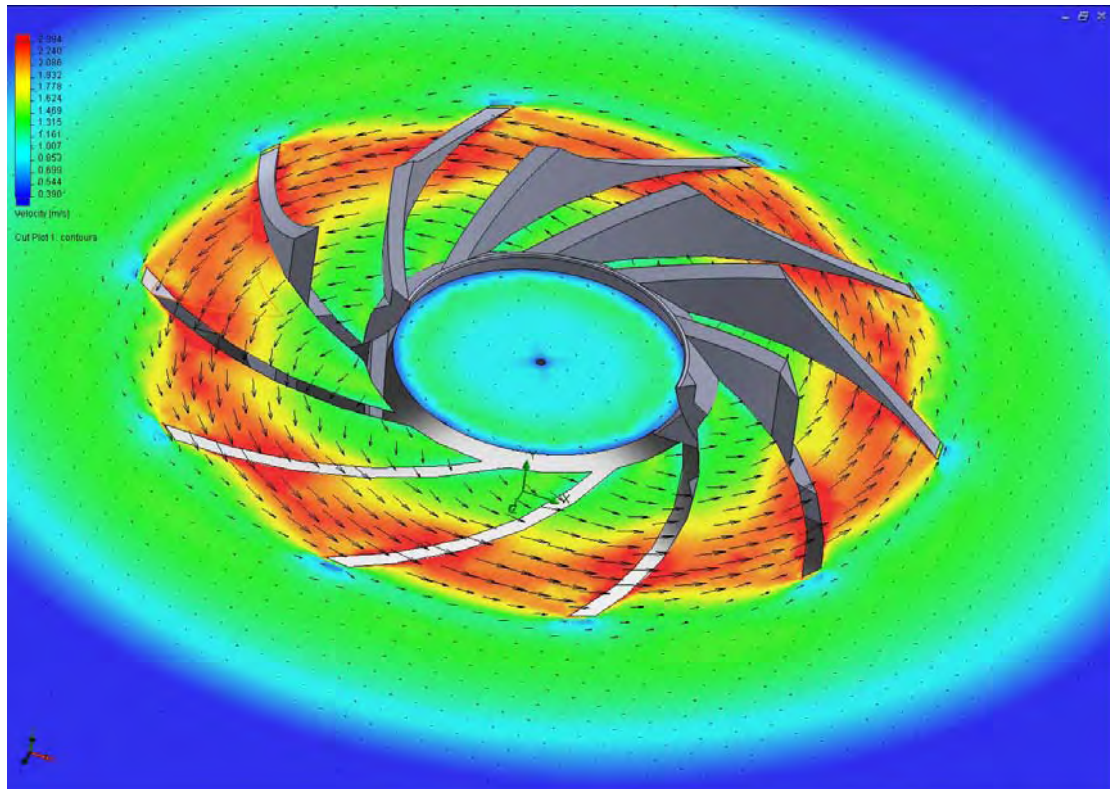
Sl. 13.8b) Raspored brzine u ortogonalnom presjeku radnog kola (drugi nivo presjeka)



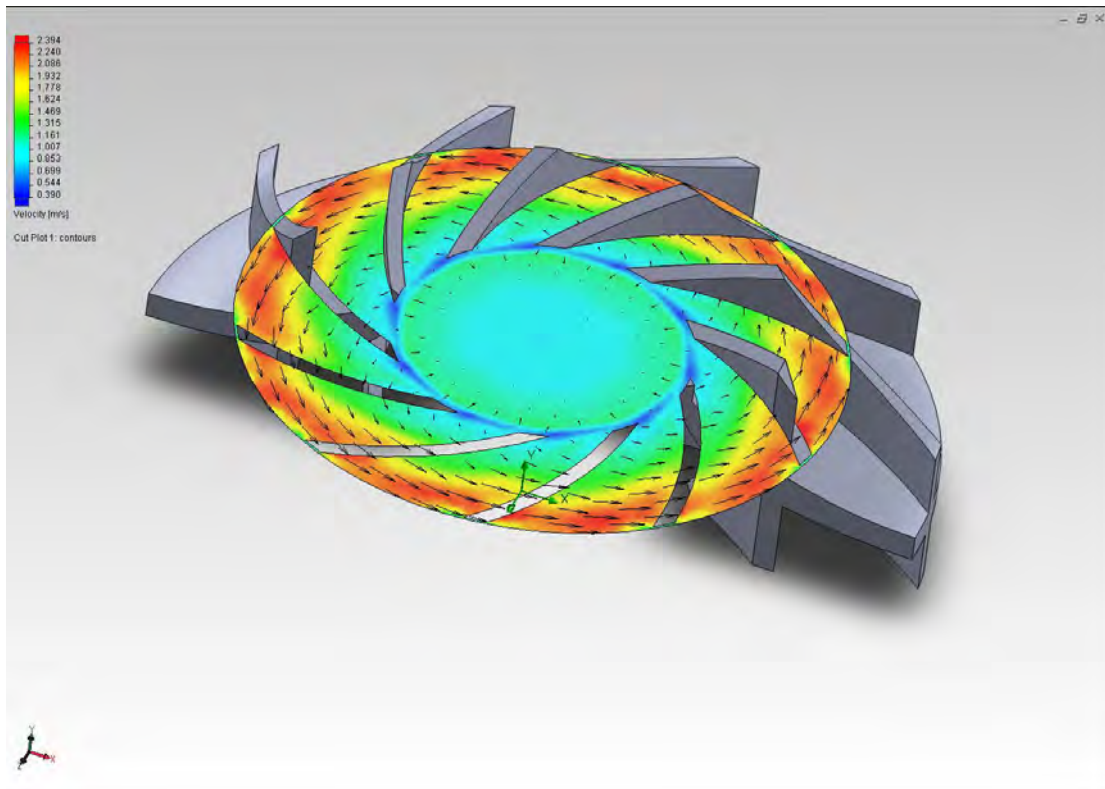
Sl. 13.8c) Raspored brzine u ortogonalnom presjeku radnog kola (treći nivo presjeka)



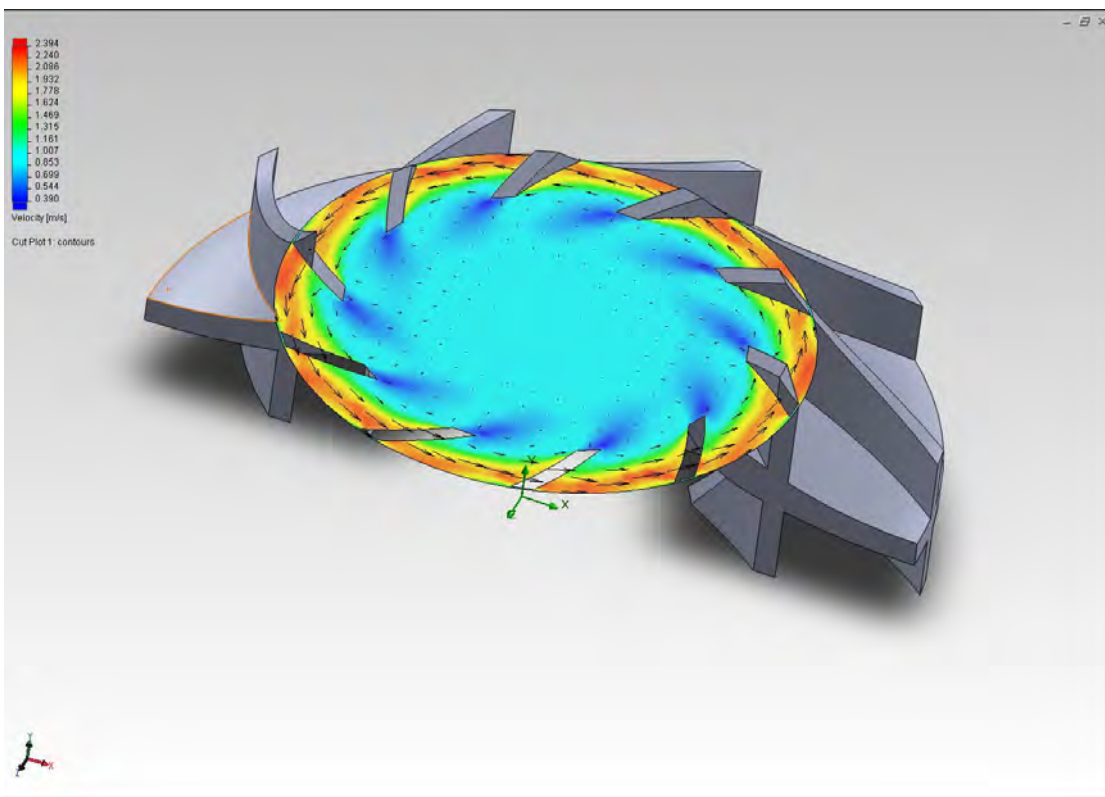
Sl. 13.8d) Raspored brzine u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (četvrti nivo presjeka)



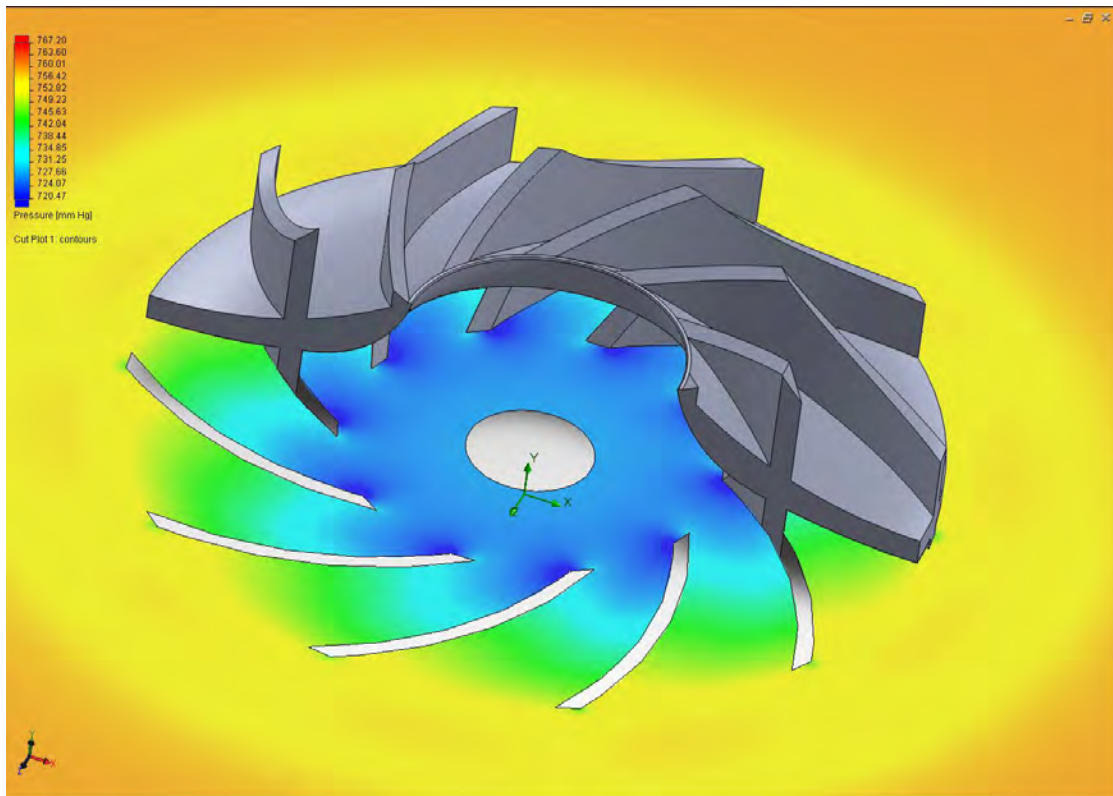
Sl. 13.8e) Raspored brzine u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (peti nivo presjeka)



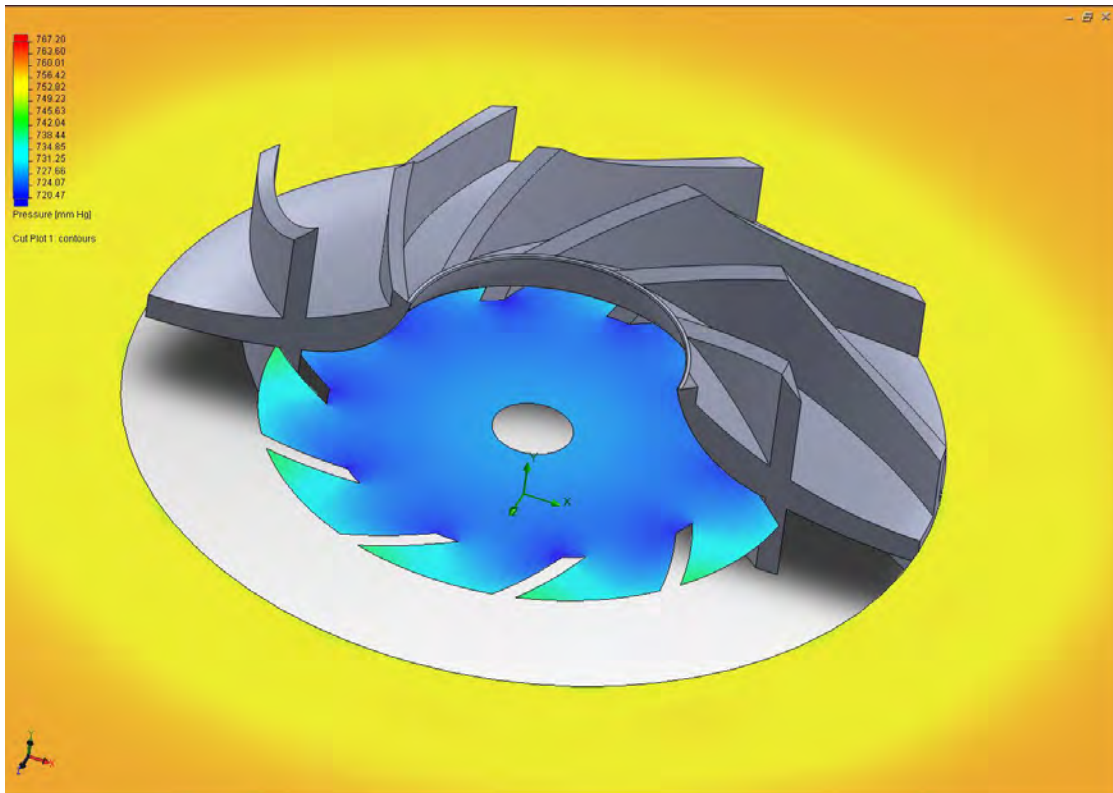
Sl. 13.8f) Raspored brzine u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (šesti nivo presjeka)



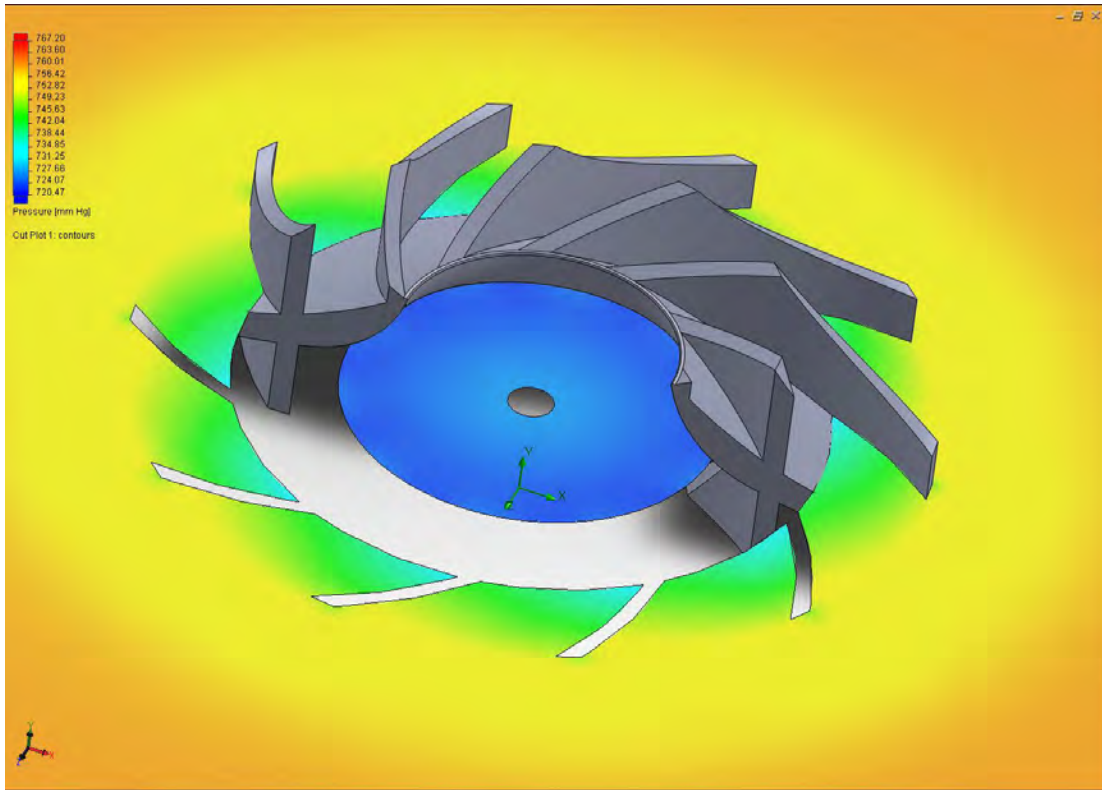
Sl. 13.8g) Raspored brzine u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (sedmi nivo presjeka)



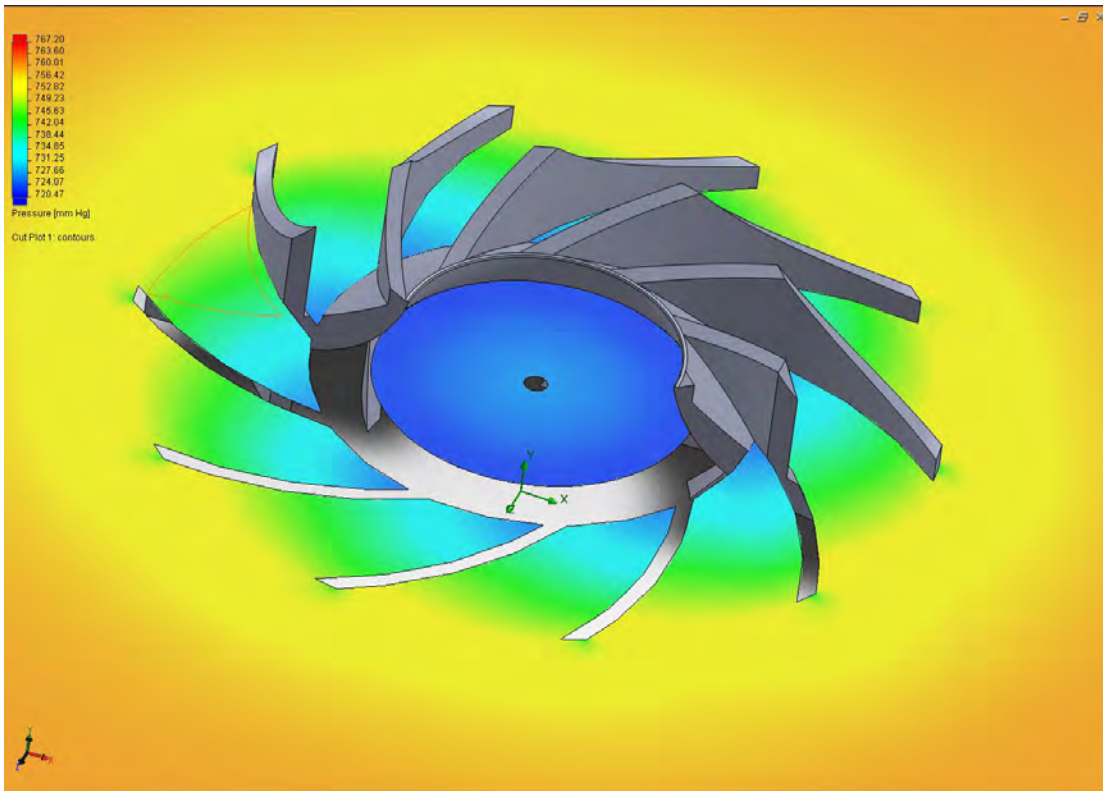
Sl. 13.8a) Raspored pritiska u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (prvi nivo presjeka)



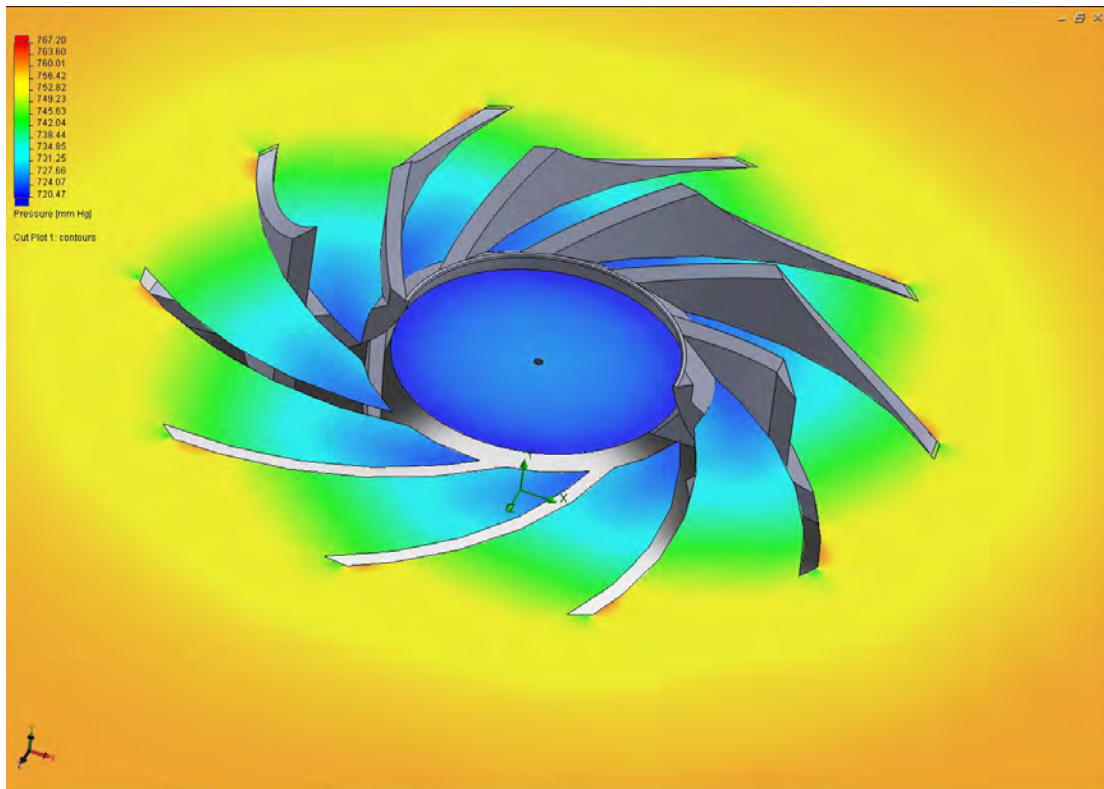
Sl. 13.8b) Raspored pritiska u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (drugi nivo presjeka)



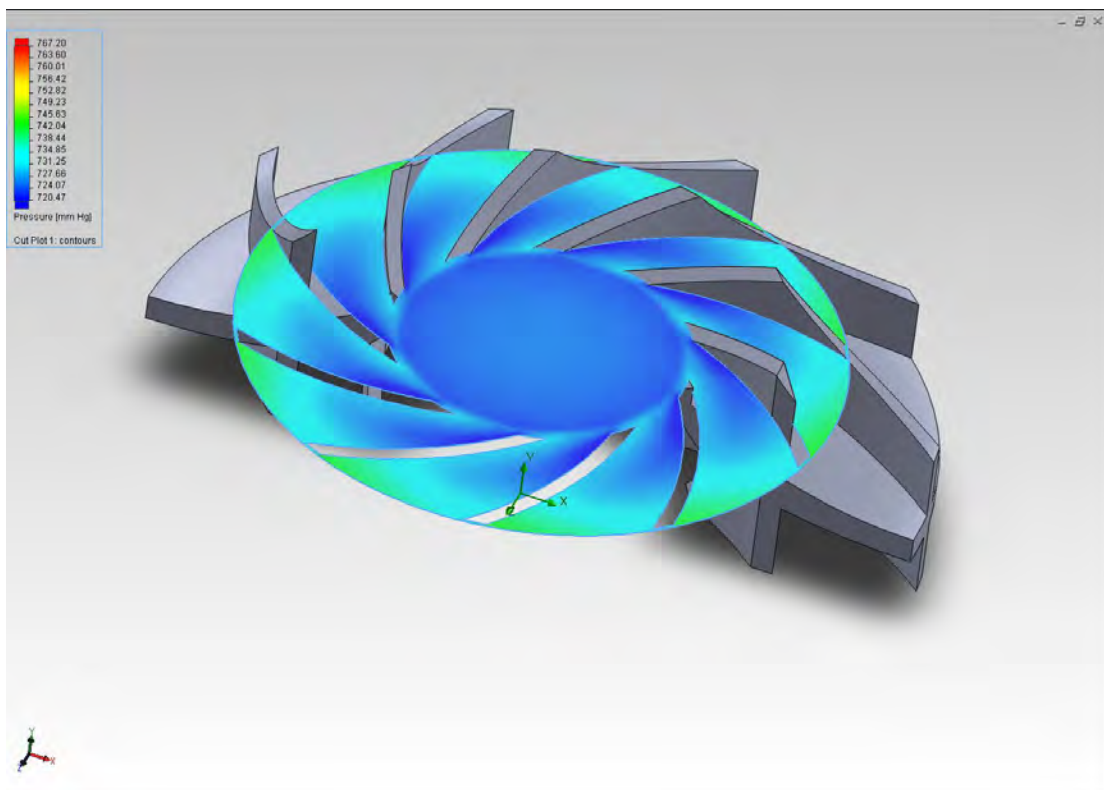
Sl. 13.8c) Raspored pritiska u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (treći nivo presjeka)



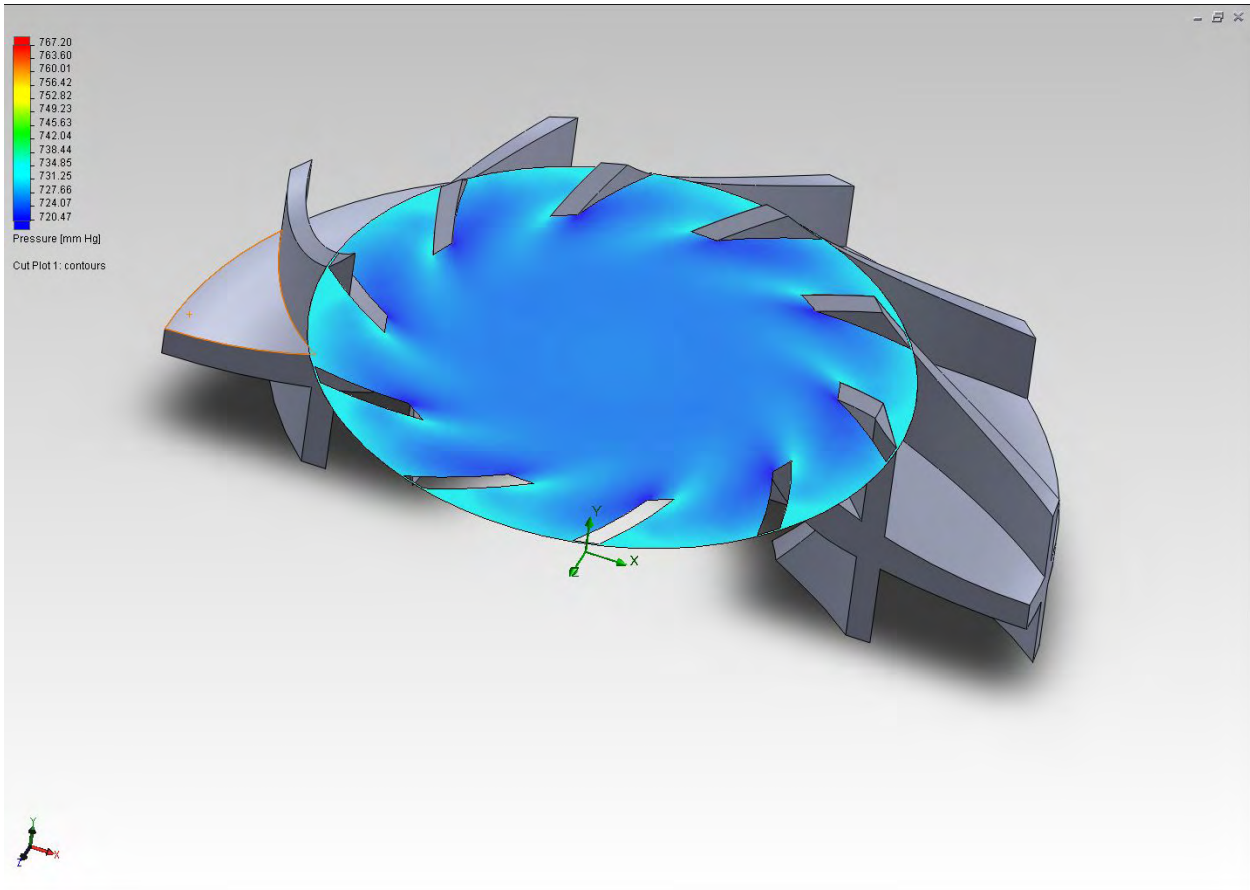
Sl. 13.8d) Raspored pritiska u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (četvrti nivo presjeka)



Sl. 13.8e) Raspored pritiska u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (peti nivo presjeka)



Sl. 13.8f) Raspored pritiska u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (šesti nivo presjeka)



Sl. 13.8g) Raspored pritiska u ortogonalnom presjeku radnog kola pumpe (sedmi nivo presjeka)

Literatura

1. W. Bohl, *Strömungsmaschinen, 2. Teil, Berechnung und Konstruktion*, 4. Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg, 1991.