

METODE NUMERICE DE CALCUL AL CÂMPURILOR TRIDIMENSIONALE ÎN DISTRIBUITORUL ȘI ROTORUL TURBINEI KAPLAN

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. DANIEL-IOSIF BALINT

Conducător științific:

prof.univ.dr. ing. Mircea Bărglăzan

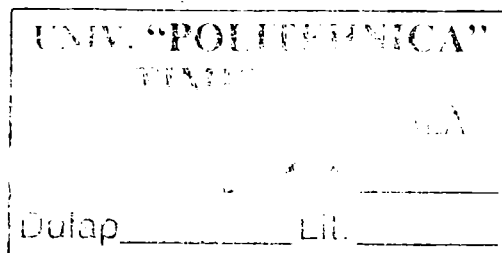
Referenți științifici:

prof.univ.dr. ing. Aleksandar Gajić

prof.univ.dr. ing. Nicolae Vasiliu

prof.univ.dr. ing. Viorel Câmpian

Ziua susținerii tezei: 06.06.2008



Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---------------------------------------------|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2008

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată în perioada 2001-2008, timp în care am fost doctorand în cadrul Catedrei de Mașini Hidraulice a Facultății de Mecanică din Universitatea „Politehnica” din Timișoara.

Autorul dorește să mulțumească pe această cale Domnului Profesor Doctor Inginer Mircea Bărglăzan pentru susținerea și încurajarea acestei teze. De asemenea, autorul mulțumește cu o deosebită recunoștință Academicianului Ioan Anton pentru onoarea de a mă accepta ca doctorand în anul 2001, cât și pentru sfaturile și îndrumările acordate de-a lungul celor șase ani sub conducerea sa.

Pentru întregul suport tehnic și științific al colectivului de la Laboratorul de Simulare Numerică și Calcul Paralel al Centrului Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe din Universitatea „Politehnica” din Timișoara condus de Profesor Resiga Romeo, autorul dorește să mulțumească pe această cale. De asemenea, autorul dorește să mulțumească în mod special Domnului Doctor Sebastian Muntean pentru efortul susținut și pentru încurajarea temeinică a acestei teze.

Cea mai profundă recunoștință cu mulțumiri față de membrii comisiei de doctorat, domnul președinte al comisiei prof.dr.ing. Liviu BERETEU, Decanul Facultății de Mecanică din Timișoara, și domnii prof.dr.ing. Aleksandar GAJIĆ (Universitatea din Belgrad), prof.dr.ing. Nicolae VASILIU (Universitatea Politehnica din București) și prof.dr.ing. Viorel CÂMPIAN (Universitatea Eftimie Murgu din Reșița), pentru onoarea de a accepta să facă parte din comisia de analiză a tezei, precum și pentru valoroasele observații.

Adresez de asemenea mulțumiri colectivului de cercetători de la Universitatea din Stuttgart, Laboratorul de Mașini Hidraulice condus de Profesor Eberhard Göde pentru suportul acordat în cadrul bursei de High Performance Computing din anul 2006. Tot respectul pentru colectivul de la Laboratorul de Mașini Hidraulice din Școala Politehnică Lausanne condus de Profesor François Avellan pentru colaborarea din cadrul stagiului efectuat în anul 2001 în cadrul contractului High Performance Numerical Unsteady Rotor-Stator Analysis.

Autorul mulțumește întregii sale familii și prietenilor care l-au susținut și încurajat în derularea anilor de doctorat, atât în perioadele de succes cât și în cele dificile. De asemenea autorul mulțumește tuturor persoanelor care au adus observații critice asupra conținutului și consistenței prezentei lucrări în scopul îmbunătățirii nivelului academic al tezei.

Timișoara, iunie 2008

Daniel-Iosif Balint

Balint, Daniel-Iosif

Metode numerice de calcul al câmpurilor tridimensionale în distribuitorul și rotorul turbinei Kaplan

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 22, Editura Politehnica, 2008, 214 pagini, 144 figuri, 13 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-629-5

Cuvinte cheie:

energie verde, turbine hidraulice Kaplan, proiectare în timp real, optimizare hidrodinamică, curgeri bifazice cavitaționale, software

Rezumat,

Teza de doctorat cuprinde calculul și analiza cu ajutorul simulării numerice a curgerii tridimensionale în turbinele Kaplan de la Porțile de Fier I pentru punctul optim de funcționare și în afara acestuia. Este analizată detaliat comportarea energetică și cavitațională a acestor turbine, utilizând pentru curgerea cavitațională medii bifazice lichid-vapori. Sunt cuantificate pierderile hidraulice din fiecare element al traseului hidraulic cu evidențierea influenței asupra randamentului hidraulic al turbinei în ansamblu. O nouă metodă de investigare a performanțelor cavitaționale este propusă prin cuantificarea variației volumului de vapori în condiții de cavitație.

Autorul tezei a conceput și dezvoltat un produs software original pentru proiectarea în timp real, analiza și optimizarea turbomașinilor hidraulice cu performanțe energetice și cavitaționale superioare. Acest produs a fost testat și validat pe turbinele Kaplan de la Porțile de Fier I, evidențiindu-se versatilitatea și adaptabilitatea acestui software la condiții reale de exploatare impuse din constrângeri hidrodinamice sau geometrice. De asemenea, acest pachet software a fost testat și validat în cadrul colaborărilor cu industria de profil pe turbine radial-axiale de tip Francis.

Cuprins

1	Introducere	9
1.1	Generalități cu privire la abordarea numerică a curgerilor în turbomașini	9
1.2	Problematika re tehnologizării turbinelor hidraulice axiale Kaplan	9
1.3	Stadiul actual al tehnicilor de soluționare numerică a hidrodinamicii turbinelor	12
1.3.1	Proiectarea turbinelor hidraulice axiale de tip Kaplan	12
1.3.2	Analiza numerică a curgerilor în turbinele Kaplan	14
1.3.3	Cavitația în turbinele Kaplan	20
1.3.4	Optimizarea turbinelor axiale de tip Kaplan	26
1.4	Necesitatea abordării temei	28
1.5	Scopul și conținutul tezei	30
1.6	Colaborări cu colective de cercetare	31
2	Ecuțiile care guvernează simularea curgerilor ideale prin turbinele Kaplan	33
2.1	Ecuțiile care guvernează curgerea ideală a fluidelor	33
2.2	Descompunerea geometrică a traseului turbinei	33
2.3	Definirea problemei de curgere pe fiecare subdomeniu	36
2.4	Cuplarea subdomeniilor de calcul. Algoritmii interfeței de amestec	37
2.5	Utilizarea calculului paralel la soluționarea curgerii în domeniile de calcul	39
2.6	Fluxul de energie specifică și erori ale schemei numerice utilizate	43
2.7	Concluzii	43
3	Ecuțiile care guvernează simularea curgerilor turbulente 3D în turbinele Kaplan	45
3.1	Ecuțiile ce guvernează curgerea turbulentă	45
3.2	Descrierea modelului de turbulență utilizat	45
3.3	Funcții de perete utilizate în cadrul calculului	48
4	Ecuțiile ce guvernează simularea curgerilor bifazice cavitaționale	49
4.1	Detalierea ecuațiilor de curgere bifazică cavitațională	49
4.2	Modelul de amestec bifazic lichid-vapori. Modelarea transferului masic interfazic	50
4.3	Validarea modelului bifazic cavitațional	51
5	Aplicarea metodelor numerice în calculul curgerii din turbina Kaplan de la Porțile de Fier I	53
5.1	Parametrii generali ai turbinelor Kaplan inițiale de la Porțile de Fier I	53
5.2	Geometria traseului hidraulic al turbinei Kaplan de la Porțile de Fier I	57
5.3	Discretizarea domeniilor de analiză	60

5.4	Soluționarea ecuațiilor de curgere	70
5.5	Convergența numerică a algoritmului interfeței de amestec	70
5.6	Sensibilitatea soluției numerice în funcție de rafinarea rețelei de discretizare	74
6	Diagramele universale ale turbinei hidraulice axiale Kaplan de la Poștile de Fier I	75
6.1	Curbele de garanție și curbele de cavitație ale turbinei	75
6.2	Parametrii regimurilor de calcul investigate	75
7	Rezultatele calculului numeric al curgerii 3D în componentele turbinei Kaplan	81
7.1	Încărcarea coloanelor de stator ale turbinei Kaplan	81
7.2	Câmpul hidrodinamic în vecinătatea rotorului turbinei Kaplan	82
7.2.1	Câmpul amonte/aval de rotor	82
7.2.2	Paletajul rotoric al turbinei Kaplan	89
7.2.3	Validarea câmpului de presiune din rotor	98
7.2.4	Efecte tridimensionale în rotorul turbinei Kaplan	98
7.2.5	Puterea stereomecanică obținută la arborele turbinei. Curgerea tridimensională din interstițiul paletai rotorice cu carcasa turbinei Kaplan	104
7.3	Câmpul hidrodinamic din tubul de aspirație al turbinei Kaplan	106
7.4	Concluzii	106
8	Calculul pierderilor hidraulice și randamentul hidraulic	109
8.1	Concluzii	111
9	Simularea și analiza curgerii bifazice în rotorul turbinei Kaplan	115
9.1	Concluzii	124
10	Aplicația originală de calcul TurboCADoptim pentru optimizarea turbomașinilor	127
10.1	Descrierea generală a aplicației TurboCADoptim	127
10.2	Proiectarea și analiza profilelor hidrodinamice	130
10.2.1	Funcția de grosime a profilelor hidrodinamice	138
10.3	Traseul meridian al turbomașinilor	138
10.3.1	Traseul meridian al turbinei Kaplan	138
10.3.2	Traseul meridian al turbinei Francis	139
10.3.3	Traseul meridian al pompelor centrifuge	142
10.3.4	Calculul curgerii în traseul meridian al turbomașinilor	142
10.4	Distribuitorul turbinelor hidraulice	144
10.5	Proiectarea rotoarelor turbomașinilor	148
10.5.1	Analiza unui rotor existent	148
10.5.2	Proiectarea clasică a turbinelor Kaplan	148
10.5.3	Proiectarea modernă a turbinelor Kaplan	156
10.5.4	Proiectarea modernă a turbinelor Francis	162
10.6	Generarea 3D a domeniilor de rotor	162
10.7	Optimizarea paletajelor de rotor	165
10.7.1	Modificarea rotorului funcție de forma paletai	167
10.7.2	Modificarea rotorului funcție de forma profilelor	167
10.7.3	Modificarea rotorului prin adăugarea de material pe paletaj	167
10.7.4	Regenerarea funcțiilor de descriere a profilelor	172

10.7.5	Modificarea unghiurilor în bordurile de atac/fugă ale paletei de rotor . . .	172
10.7.6	Modificarea discretă a rețelelor de profile ale paletei de rotor	172
10.7.7	Intersecția paletei de rotor cu plane discrete	172
10.8	Automatizarea optimizării rotoarelor	178
10.8.1	Curentul de la ieșirea din rotor	178
10.8.2	Puterea preluată de rotor	178
10.8.3	Incidența pe paleta de rotor	182
10.8.4	Cavitația în rotor	182
10.9	Utilitare implementate în aplicația TurboCADoptim	182
10.10	Concluzii	182
11	Optimizarea paletei rotorice a turbinelor de la Porțile de Fier I	193
11.1	Concluzii	193
12	Concluzii. Contribuții originale și perspective ale cercetărilor	199
12.1	Concluzii finale	199
12.2	Perspective de continuare a cercetărilor	203
	Bibliografie	204

Capitolul 1

Introducere

1.1 Generalități cu privire la abordarea numerică a curgerilor în turbomașini

În ultimii ani, avântul tehnicilor de calcul numeric atât pe plan național cât și internațional s-a impus și în ingineria hidraulică, în proiectarea, analiza și optimizarea componentelor turbomașinilor hidraulice (turbine și pompe). Cu ajutorul calculatoarelor s-a reușit optimizarea funcționării hidroagregatelor prin îmbunătățirea performanțelor energetice și cavitaționale și nu în ultimul rând s-a ajuns la extinderea domeniului de funcționare debit-cădere. Simularea numerică a curgerii în mașinile și echipamentele hidromecanice vine astfel în completarea măsurătorilor experimentale pe standuri de încercare, aducând informații noi despre natura fenomenului de curgere comparativ cu măsurătorile unde în general se obțin parametrii principali de funcționare ai agregatelor și echipamentelor hidraulice.

Printr-o mai bună cunoaștere și stăpânire a metodelor de simulare numerică s-a ajuns în ultimii ani la o apropiere tot mai mare între experiment și calcul și astfel s-au redus din cheltuielile necesare încercărilor pe stand ale mașinilor.

Funcționarea mașinilor hidraulice se bazează pe transformarea energiei stereomecanice în energie hidraulică și invers prin intermediul unui fluid de lucru care poate fi apă sau ulei. Mașinile hidraulice care transformă energia hidraulică în energie mecanică sunt motoarele hidraulice (turbine), cele care transformă energia mecanică în energie hidraulică sunt generatoare hidraulice (pompe), iar cele care permit funcționarea în ambele situații sunt din clasa mașinilor hidraulice reversibile (pompe-turbine). Funcție de orientarea curentului în traseul mașinilor hidraulice, acestea se împart în mașini axiale, radial-axiale și tangențiale.

1.2 Problematika re tehnologizării turbinelor hidraulice axiale Kaplan

Potențialul hidroenergetic al României este prezentat în lucrarea [43]. Suprafața României este de 237000 km^2 , în care 31% sunt Munții Carpați, iar 36% sunt dealuri și câmpii. Clima este una temperat-continentală cu o medie anuală a precipitațiilor de 637 mm/an . Volumul anual al râurilor interioare este de 38-40 milioane m^3 . O parte importantă a capacității totale este

reprezentată de fluviul Dunărea cu 170 milioane m^3 anual în locul de intrare în țară. Potențialul hidroenergetic brut al râurilor din România este de aproximativ $70 TWh/an$, din care mai bine de un sfert este dat de Dunăre. Potențialul exploatabil este de numai $24 - 26 TWh/an$, iar deja utilizat este de $16.3 TWh/an$ (până în anul 1996). Până în urmă cu 10 ani, sistemul energetic național avea o putere de $20351 MW$, dintre care mai bine de un sfert în centrale hidroelectrice. Cele mai reprezentative centrale hidroelectrice sunt:

- Porțile de Fier I pe Dunăre - 6 unități Kaplan cu o putere de $1050 MW$ în total (înainte de re tehnologizare)
- Porțile de Fier II pe Dunăre - 10 unități bulb de $270 MW$ total
- Ciunget pe Lotru - 3 unități Pelton de $510 MW$ total
- Bradul pe Râul Mare Retezat - 2 unități Francis de $335 MW$ total

Din totalul de $5874 MW$ instalați până în urmă cu 10 ani, ponderile grupurilor sunt după cum urmează:

- $3980 MW$, adică 67.7% în 22 unități cu putere peste $50 MW$
- $926 MW$, adică 15.8% în 23 unități cu putere peste $20 - 50 MW$
- $968 MW$, adică 16.5% în 77 unități cu putere sub $20 MW$

Aproximativ jumătate din totalul grupurilor echipate cu aceste turbine au o vechime mai mare de 30 ani de funcționare necesitând ample măsuri de re tehnologizare [25][26].

Lucrarea [10] prezintă situația principalelor grupuri de microhidroturbine instalate în Europa ($< 10 MW$). Lucrarea a fost publicată în cadrul programului cadru FP5 sub suportul Direcției Europene pentru Transport și Energie. Pentru țara noastră, numărul microhidroagregatelor a crescut de la 194 (capacitate $229.4 MW$) la 236 ($278 MW$) din anul 1990 până în anul 2003, urmând a se realiza încă 21 de grupuri până în anul 2015. Majoritatea grupurilor au fost construite după anul 1985 (189 grupuri), iar 29 grupuri sunt cu vechime între 20-40 ani. Între acestea 4.5% sunt cu căderea sub $5 m$, 22.5% sunt cu căderi cuprinse între $5 - 15 m$, iar restul sunt cu căderi peste $15 m$ care sunt cel mai adesea exploatate în țara noastră. În totalul energiei hidraulice din România, ponderea microhidroagregatelor este de aproximativ 30% .

Pentru a spori capacitatea de producție de energie și a garanta funcționarea în continuare a grupurilor de turbine, se impune o re tehnologizare a anumitor grupuri funcție de durata existentă de exploatare și de studiul tehnico-economic de reabilitare a acestora. În urmă cu 10 ani (vezi [43]) s-au pus bazele unei re tehnologizări pentru 14 agregate însumând $206 MW$. Cel mai reprezentativ proiect este *Re tehnologizarea și creșterea puterii unităților de la hidrocentrala Porțile de Fier I*. Acestea au avut o durată de exploatare de $170000-180000$ de ore și s-a crescut capacitatea acestora de la $178 MW$ la $190 MW$ pe unitate.

Programul cadru FP7 [38] indică la secțiunea pentru energie că temele de cercetare pentru a îmbunătăți tehnologia și exploatarea potențialului nevalorificat în special pentru căderi reduse și foarte joase ale amenajărilor sunt un domeniu prioritar. Obiectivul principal este de a îmbunătăți din punct de vedere economic costurile de exploatare ale amenajărilor hidroenergetice, cu precădere microhidrocentralele, și de a minimiza impactul exploatărilor asupra mediului înconjurător. Sunt încurajate și finanțate soluțiile inovatoare care pot maximiza producția de energie din amenajările existente [23]. Dezvoltarea și testarea experimentală a unor turbine noi

sau re tehnologizate și a altor componente, incluzând concepte inovative, în scopul creșterii randamentelor sau a scăderii costurilor de realizare indiferent de mărimea turbinelor este o direcție prioritară a Comunității Europene. În acest context sunt urmărite și finanțate dezvoltarea de metodologii și instrumente pentru proiectare avansată a turbinelor hidraulice. Impactul dorit este de a extrage maximul de putere din amenajările hidroenergetice existente sau altora noi cu costuri de funcționare minime.

În acest context al re tehnologizării turbinelor hidraulice și al impunerii pe scară cât mai largă a utilizării energiei verzi (norme Uniunea Europeană), prezenta teză de doctorat își propune ca prin intermediul tehnicilor moderne de simulare numerică a curgerii să identifice, să evalueze problemele de funcționare ale turbinelor hidraulice axiale și să propună metode de optimizare a performanțelor de funcționare energetice și cavitaționale. Acest fapt este extrem de util în procesul de re tehnologizare prin cuantificarea impactului îmbunătățirii anumitor componente asupra funcționării în ansamblu a turbinelor.

Turbinele hidraulice Kaplan prezintă eficiență maximă în zona căderilor mici $H = 10 - 50(75) m$ și a debitelor foarte mari $Q \rightarrow 700 - 800 m^3/s$.

Tabelul 1.1: Amenajări hidroenergetice cu turbine Kaplan de performanțe energetice și cavitaționale superioare [4][47]

Amenajare	Țara	Putere pe unitate [MW]	Cădere nominală [m]	Diametru rotor [m]
Liga III	Suedia	182	39	7.5
Porțile de Fier I	România	178	27.15	9.5
Gezhouba	China	176(129)	18.6	11.3(10.2)
John Day	S.U.A.	156	28.5	–
Limestone	Canada	125.4	27.6	7.938
Porto-Primavera	Brazilia	103	18.3	8.6
Jupia	Brazilia	102	20	8.4
Jebba	Nigeria	96	27.65	7.1
Wells Dam	U.S.A.	90	19.5	7.732
Aschach	Austria	67	15	8.4

În țara noastră s-au construit o serie întreagă de centrale hidroelectrice echipate cu turbine Kaplan. Spre exemplu, CHE Tg. Mureș a fost prima construită complet de industria românească și a fost studiată și proiectată de colectivul de mașini hidraulice de la Timișoara sub îndrumarea directă a prof. Aurel Bărglăzan și realizată la Reșița în anul 1951. A urmat apoi salba de centrale de pe valea Bistriței în aval de Stejarul de la Pângărați și până la Bacău II. Toate au fost proiectate și realizate la UCM Reșița, machetele fiind studiate o parte la Timișoara. Din punct de vedere al performanțelor și al soluțiilor constructive utilizate turbinele de pe valea Oltului se plasează la nivelul realizărilor cele mai reușite la nivel național.

Din datele prezentate în Tabelul 1.1 se deduce faptul că turbinele de la Porțile de Fier I reprezintă o performanță pe plan mondial atât din punct de vedere al puterii pe unitate, cât și ca dimensiuni. Din acest motiv s-a recurs la studiul comportării energetice și cavitaționale a acestor turbine în cadrul prezentei teze de doctorat.

1.3 Stadiul actual al tehnicilor de soluționare numerică a hidrodinamicii turbinelor

1.3.1 Proiectarea turbinelor hidraulice axiale de tip Kaplan

Proiectarea turbinelor hidraulice axiale de tip Kaplan a cunoscut în ultimele decade mai multe etape pe diferite nivele de complexitate. Astfel, proiectarea clasică a turbinelor Kaplan utiliza ca și condiții inițiale de proiectare o distribuție liniară a vitezei axiale în rotor (funcție de rază) și un vârtej liber pentru distribuția de viteză tangențială. Se presupunea chiar că pentru o proiectare la punctul nominal distribuția de viteză axială este chiar constantă [4]. Mișcarea curentului era presupusă axială (neglijându-se orice mișcare radială) în regiunea paletajului rotoric și se alegeau profile hidrodinamice sau rețele de profile definite teoretic (Prof. O. Popa - Universitatea Politehnica Timișoara) sau testate experimental și disponibile în cataloagele de profile pentru rețelele rotorului axial.

Aceste metode clasice de proiectare pentru toate tipurile de turbine hidraulice sunt descrise pe larg în monografia *Turbine Hidraulice* a Acad. Anton Ioan [4]. Abordarea clasică a curgerii în rețelele plane de profile aero/hidrodinamice (cercetarea fundamentală din ingineria turbomașinilor hidraulice) este prezentată în Capitolul 6 din monografia amintită. După descrierea parametrilor geometrici de bază sunt descrise elementele caracteristice ale profilelor de anvergură infinită și respectiv finită împreună cu studiul modificării caracteristicilor energetice odată cu modificarea geometriei acestora. Fenomenul curgerii în rețelele de profile împreună cu coeficientul de influență al rețelelor de profile (subțiri și respectiv groase) sunt prezentate detaliat cu referire la o serie de cercetări din literatura de specialitate. La finele capitolului 6 din monografia Acad. Anton sunt descrise caracteristicile de cavitație ale profilelor funcționând singular sau în rețea. Capitolul 7 al monografiei amintite descrie calculul rotoarelor turbinei Kaplan și bulb. Acesta începe cu stabilirea dimensiunilor principale și stabilirea elementelor unghiulare și cinematice ale curentului în rotor. Studii foarte detaliate cu referire la literatura de specialitate se găsesc în capitolul amintit cu privire la diametrul relativ al rotorului și al elementelor unghiulare și cinematice funcție de turația specifică a turbinei. După prezentarea proiectării paletelor rotorice, capitolul se încheie cu coeficientul de cavitație și curbele caracteristice de cavitație (exterioară și interioară).

În *Școala Timișoreană de Hidrodinamică* au existat încercări de mare succes în ceea ce privește proiectarea de profile aero-hidrodinamice simbolizate MHT 1-12 % [8], preocupări în ceea ce privește turbinele hidraulice pentru multe din amenajările hidroenergetice din România. Turbinele Kaplan de la Porțile de Fier I (PDF I) au fost și sunt unele din preocupările specialiștilor din acest domeniu în Timișoara [4][84].

De asemenea, aceste principii de proiectare clasică sunt descrise și în capitolul 12 de Prof. Wu Yulin, Departamentul de Termo-Inginerie al Universității din Tsinghua - China, din cartea lui Krishna R. [61]. Prima secțiune este destinată principiilor clasice de proiectare a paletajelor rotorice în care este descrisă pe larg metoda portanței, în timp ce secțiunea a doua este dedicată determinării tuturor dimensiunilor rotorului axial și terminând cu parametrizarea dimensiunilor camerelor spirale și ale tuburilor de aspirație. De amintit că Prof. Wu citează în lucrarea sa metoda de proiectare a diametrului relativ al butucului turbinelor axiale propusă de către Prof. Anton, tehnică prin care se poate calcula diametrul relativ al butucului turbinelor axiale corelat cu parametrii de funcționare ai turbinei: turație specifică și deviație maximă a rețelei de profile de la butucul rotorului turbinei. De asemenea, Prof. O. Popa concepe și dezvoltă o metodă analitică remarcabilă pentru proiectarea automată a rețelelor de profile din componența

paletajelor mașinilor hidraulice.

O proiectare superioară a rotoarelor de turbomașini hidraulice este tehnica quasi-tridimensională propusă de Wu [124] prin care se lua în considerare efectul rețelelor de profile învecinate pentru proiectarea rețelelor de profile ale rotorului.

Prin utilizarea condiției de echilibru radial al presiunii (se neglija astfel componenta radială a vitezei absolute)

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho v_u^2}{r} \quad (1.1)$$

și considerarea unei presiuni totale constante amonte de rotorul Kaplan alături de un vârtej liber pentru distribuția de viteză tangențială, se poate obține distribuția de viteză axială amonte de rotor și astfel iniția calculul rețelelor de profile pentru rotorul turbinei Kaplan.

Deși aceste principii de proiectare permit proiectarea rotorului turbinelor axiale cu randamente ridicate (aproximativ 94%) pentru prototipurile de turbine hidraulice axiale Kaplan, avântul tehnicilor de calcul numeric din ultima perioadă a condus la luarea în considerare a influenței rotorului asupra câmpului de viteză amonte de acesta. Peng G. propune o metodă de proiectare rotorului turbinelor hidraulice axiale de tip Kaplan [96], metodă bazată pe luarea în considerare a influenței reciproce a paletajelor de distribuitor cu cele ale rotorului. În urma calculului numeric s-a stabilit cantitativ dependența aparatului director asupra curgerii medii și s-a demonstrat că paletajul rotoric are o influență semnificativă mult amonte în distribuitor, demonstrând necesitatea calculelor cuplate pentru soluționarea curgerii în turbomașini. S-a arătat că liniile de curent din planul meridian se deformează amonte de rotorul turbinei datorită influenței rețelelor de profile ale rotorului.

Stadiul actual al proiectării turbomașinilor hidraulice presupune o proiectare inversă a paletajului rotoric. Braembussche R. detaliază principalele tehnici de proiectare inversă disponibile pentru componentele de turbomașini [21]. Particularitățile metodei gradientului și a algoritmilor evolutivi sunt prezentate detaliat împreună cu avantajele fiecărei metode, acestea fiind în mod principal utilizate în optimizarea turbomașinilor.

1.3.2 Analiza numerică a curgerilor în turbinele Kaplan

Metodele moderne de calcul numeric al curgerii sunt complementare studiilor statistico-experimentale și conțin informație asupra fenomenului de curgere din diversele locuri ale turbinei pentru care sunt imposibil sau dificil de efectuat măsurători experimentale [49][55].

Schilling arată în lucrarea [105] că metodele de simulare numerică quasi-3D Euler, 3D Euler și 3D Navier-Stokes se află în raport de 1:10:50 în ceea ce privește efortul de calcul necesar soluționării curgerii.

Metodele Navier-Stokes mediate Reynolds (RANS) sunt cel mai des întâlnite în calculul curgerilor turbulente cu relevanță practică [103]. În faza de proiectare modelele de ordin superior de discretizare a ecuațiilor sunt rar utilizate datorită costurilor de calcul ridicate și a dificultăților lor numerice. Pe de altă parte, aceste metode bazate pe modelarea turbulenței sunt considerate un standard pe plan industrial, datorită robusteții numerice, simplității și costurilor numerice reduse.

Dupont prezintă în [32] concluziile proiectanților de turbomașini în ceea ce privește metodele numerice de calcul al cavităției, metode implementate în diferite coduri comerciale. Din curba de variație a înălțimii de pompare în regim cavitațional obținută cu ajutorul codurilor FLUENT, STAR-CD și TascFLOW și apoi comparată cu măsurătorile experimentale s-a putut trage concluzia că programul comercial FLUENT suprinde cel mai bine momentul incipienței cavităționale, diferența față de experiment fiind de ordinul zecimilor de procent. Programul TascFLOW redă o valoare a înălțimii de pompare cu $\approx 12\%$ mai mare decât cea experimentală, în timp ce programul STAR-CD oferă o valoare mai redusă cu $\approx 7\%$.

Comparația între codurile comerciale CFX, FLUENT și STAR-CD în ceea ce privește soluționarea curgerii turbulente într-un difuzor axial-simetric a fost prezentată de către lacarino [50]. Utilizarea modelului de turbulență $\kappa - \epsilon$ în toate cele trei coduri a arătat că în acest caz curentul este atașat complet fără a prezenta nicio desprindere, acest lucru conducând la obținerea unui deficit de viteză maximă în difuzor.

Galvan S. [41] compară tipurile de modele de turbulență $\kappa - \epsilon$ prin calculul curgerii în tubul de aspirație. Rezultatele numerice obținute cu modelul de turbulență $\kappa - \epsilon$ RNG au arătat o sensibilitate pronunțată față de schema de discretizare a ecuațiilor de transport. Acest model de turbulență RNG conferă cu o precizie relativ ridicată detaliile curgerii comparativ cu observațiile experimentale, însă dacă se dorește o soluție rapidă a câmpului hidrodinamic fără prea multe detalii ale acestuia Galvan S. recomandă utilizarea modelului standard de turbulență $\kappa - \epsilon$ (cum ar fi procesul de optimizare când importantă este în primul rând pierderea hidraulică din tubul de aspirație).

Nilsson [92] a studiat importanța conservării momentului hidraulic în urma discretizării ecuațiilor de curgere, această mărime având un rol predominant în curgerile din turbomașinile hidraulice. Se arată că prin discretizarea ecuațiilor de mișcare în direcție circumferențială nu se obține întotdeauna o conservare a mărimilor hidrodinamice. Această metodă este aplicată pentru cazul schemelor de discretizare de ordinul 1 și de ordinul 2 Van Leer [120] în curgerile din turbinele hidraulice, ajungând la concluzia că pentru a avea o acuratețe satisfăcătoare a rezultatelor numerice este necesară utilizarea schemelor de discretizare de ordin superior (chiar superior schemelor Van Leer). Analiza erorilor schemei de discretizare de ordinul întâi a arătat că acestea sunt de aproximativ 30 de ori mai mari decât cele corespunzătoare schemei Van Leer.

Miner S. arată în [75] în urma unui studiu pe o pompă axială că modelul de turbulență $\kappa - \epsilon$ conduce la erori reduse în precizarea performanțelor hidrodinamice pe rețele de discretizare

grosiere.

Eca prezintă în [33] un studiu al modelului de turbulență $\kappa - \omega$ privind implementarea numerică a condiției la perete pentru ω . S-au implementat trei cazuri diferite și s-au testat pe un caz simplu al unei curgeri turbulente 2D peste o placă plană. S-a analizat de asemenea și influența rafinării rețelei de discretizare în vecinătatea peretelui cu privire la erorile numerice aferente, rezultatele fiind comparate cu modele de turbulență cu o ecuație sau două suplimentare. Pentru același nivel de rafinare a rețelei, erorile estimate ale coeficientului de rezistență obținut cu modelul $\kappa - \omega$ sunt cu un ordin de mărime mai mari comparativ cu celelalte modele de turbulență. Modelul $\kappa - \omega$ este mai sensibil la mărimea rețelei de discretizare comparativ cu oricare alt model de turbulență.

Keck concluzionează în urma unui studiu pe turbinele hidraulice axiale de tip bulb că sporirea randamentului hidraulic al turbinelor este dată de o uniformizare a distribuției presiunii pe paletajul rotorului cuplată cu o analiză detaliată a curentului la intrare în tubul de aspirație [56].

Evaluarea numerică a debitului turbinat este descrisă de către Muntean [77]. Calculul numeric al debitului este de preferat din moment ce investigarea experimentală este dificilă și prezintă erori substanțiale de măsură. Astfel, simularea numerică a curgerii 3D nevâscoase incompresibile a fost realizată pentru 21 puncte de funcționare situate la 4 căderi constante ale turbinei. Acestea acoperă întreaga diagramă de funcționare a unei turbinei Kaplan. Două metode experimentale s-au utilizat pentru a valida calculele numerice: metoda clasică Winter-Kennedy și metoda termodinamică. În concluzie, calculul numeric tridimensional al curgerii poate concura cu succes cu măsurătorile experimentale în ceea ce privește evaluarea debitului turbinat.

Tomas L. ia în calcul interstițiile paletei rotorice în procesul de verificare a rotorului optimizat [119] tocmai pentru a evidenția importanța cunoașterii câmpului hidrodinamic în apropierea butucului și coroanei rotorului. S-a observat o creștere a componentelor axială și tangențială ale vitezei în momentul luării în considerare a interstițiilor paletei rotorice. Rotorul investigat a fost propus pentru amenajarea Brilliant în Canada pe râul Kootenay. Beneficiarul a decis adăugarea unei turbine Kaplan celor patru grupuri Francis existente. Această nouă turbină Kaplan cu un diametru de rotor de 7.6m va livra o putere nominală de aproximativ 130MW pentru o cădere hidraulică variind în intervalul 24 – 34m. Încă din faza de început a re tehnologizării s-a luat decizia de a se înlocui camera spirală existentă cu o cameră spirală de secțiune poligonală deoarece această soluție constructivă este una mult mai avantajoasă din punct de vedere economic. La înlocuirea camerei spirale s-a urmărit obținerea unui câmp de viteză la intrarea în statorul turbinei cât mai apropiat de cel dat de vechea cameră în spirală, dar cu variații tangențiale mai reduse. Verificarea numerică a soluției constructive s-a făcut pentru două puncte de funcționare. Concluzia a fost că pierderile hidraulice comparativ cu vechea soluție nu s-au modificat substanțial în traseul amonte de rotor, însă câmpul hidrodinamic prezenta o uniformizare în direcție tangențială pentru soluția re tehnologizată.

Loiseau F. analizează funcționarea turbinei axiale din punctul de vedere al poziționării aparatului director la debite maxime [70]. Unghiurile mari de deschidere ale aparatului director precum și diametrele reduse de poziționare a axelor de pivotare ale paletelor de aparat director dăunează randamentului turbinelor și sunt cauzatoare de vibrații prin dărele hidrodinamice generate și preluate de paletelile rotorice. Pentru a reduce aceste efecte, proiectanții utilizează deseori palete mai subțiri în apropiere de inelul inferior al distribuitorului aval de axa de pivotare a paletelor de aparat director.

Comportarea dărelor hidrodinamice din distribuitorul unei turbine în interacțiunea cu pale-

tele rotorice este studiată de către Swirydczuk J. și prezentată în [116]. Dâra hidrodinamică a distribuitorului a fost modelată ca o serie de vârtejuri formate în cadrul unui vârtej von Karman. Studiul a arătat că modul de interacțiune al dârelor cu paletele rotorice depinde în mod pregnant de structura inițială a vârtejurilor.

Ortina utilizează două suprafețe geometrice în traseul hidraulic al turbinei Kaplan pentru a aplica algoritmul suprafeței de amestec și a cupla astfel câmpurile hidrodinamice din componentele turbinei [31]. Astfel o primă interfață este plasată între distribuitorul și rotorul turbinei Kaplan, iar o a doua este situată între rotorul turbinei și tubul de aspirație. În cadrul simulărilor numerice sunt luate în considerare și interstițiile paletei rotorice cu butucul și carcasa turbinei. Analizând rezultatele calculelor numerice ale curgerii 3D turbulente s-a putut constata că există o diferență de aproximativ 3% față de măsurătorile experimentale, această diferență putând fi redusă ușor prin rafinarea succesivă a rețelei de discretizare a rotorului.

Muntean S. propune o metodă originală de cuplare a câmpurilor 3D turbulente din distribuitorul și rotorul turbinelor hidraulice [81]. Algoritmul se bazează pe cuplarea curgerii staționare absolute din distribuitorul turbinei cu curgerea relativă staționară din rotor prin utilizarea medierii circumferențiale a componentelor de viteză și presiune, distribuția radială a acestora fiind redată sub forma unei funcții de regresie cu cele mai mici pătrate pe porțiuni.

Pan H. elimină ipotezele simplificatoare ale condițiilor la limită utilizate pentru cuplarea numerică a câmpurilor hidrodinamice din subdomeniile turbinelor hidraulice, acest lucru fiind posibil prin utilizarea unui singur domeniu de calcul pentru întreg circuitul hidraulic al turbinei [94]. Se pune totodată în evidență faptul că simularea numerică a curgerii are o importanță ridicată pentru turbinele hidraulice cu puterea nominală sub 10MW datorită faptului că încercările pe model sunt scumpe pentru acest interval de puteri hidraulice.

Nilsson studiază curgerea din distribuitorul și rotorul turbinei Kaplan [87][86] și descrie rezultatele obținute utilizând patru condiții de funcționare diferite. Rezultatele au fost comparate cu observațiile făcute de către proiectant. S-a constatat că prezența interstițiului afectează randamentul hidraulic al turbinei cu 0.5%. Motivul alegerii condițiilor de funcționare utilizate în cadrul studiului este că pentru a spori încărcarea paletei la periferie cea mai bună alegere este scăderea turației unitare, ducând astfel la o creștere a curenților prin interstițiul paletei și a cavitației. Acest lucru este pronunțat în special la bordul de atac al paletei. Vârtejul de capăt al paletei este însoțit de o scădere a presiunii și viteze relative reduse. De amintit totuși că poziția zonelor de cavitație este puternic influențată de incidența curentului pe paleta de rotor, aceasta fiind considerată constantă (datorită algoritmului interfeței de amestec efectele nestaționare generate de dârele hidrodinamice ale distribuitorului au fost neglijate).

Investigarea numerică și experimentală a curgerii 3D turbulente în interstițiul paletei rotorice Kaplan cu butucul rotorice este prezentată de către Weili [123]. Rezultatele au arătat că în interstițiul paletei rotorice curgerea poate fi împărțită în patru regiuni funcție de direcția curentului prin interstițiu: Prima regiune este în apropierea bordului de atac al paletei, a doua regiune este la contactul cu fusul paletei unde curentul își schimbă direcția prin interstițiu, a treia regiune este unde curentul din interstițiu se întoarce către extradusul paletei, iar a patra regiune este către bordul de fugă al paletei. Poziția ultimelor trei regiuni se modifică odată cu schimbarea condițiilor de funcționare. O fracțiune a curentului incident este absorbită în interstițiul paletei și apoi suflată pe intradosul paletei rotorice. Acest curent secundar produce un vârtej, acesta apărând cu precădere la unghiuri de rotație negative ale paletei rotorice. Cavitația de rost este una atașată paletei rotorice. Funcție de apariția vârtejurii de capăt, presiunea în regiunea respectivă este redusă, favorizând apariția cavitației.

Kitahora [58] măsoară câmpul de viteze urmărind caracterul staționar și/sau nestaționar

al fenomenelor de curgere. În urma analizei rezultatelor se arată că scurgerile de debit la capetele paletelor rotorice sunt cu atât mai mari cu cât se închid treptat paletetele de aparat director, formându-se astfel o recirculare de lichid pronunțată la ieșirea din domeniul rotoric. De asemenea se arată că dacă interstițiul din vecinătatea bordului de atac este relativ mare (cazul carcaselor cilindrice de turbină) atunci prin acesta se induce un debit mai mare comparativ cu situația unui interstițiu de înălțime constantă (înălțimea interstițiului este considerată a fi distanța între periferia paletei de rotor și carcasa rotorului).

Curgerea prin interstițiile paletelor a fost studiată de către Weili [123] în cazul unor înălțimi ale interstițiilor de 0.6 mm și 1.2 mm . De remarcat faptul că valoarea coeficientului de incipiență cavitațională este mai mare în cazul interstițiului mai mic. Rezultatele numerice au fost comparate cu măsurători experimentale efectuate cu PIV (*Particle Image Velocimeter*) cu $180 \mu\text{m}$ distanță între vectori, obținând astfel dimensiunea și locația vârtejului de capăt al paletei. Prin mărirea înălțimii interstițiului paletei (distanța de la camera turbinei până la paletă) se obține o reducere cu $\approx 24\%$ a intensității vârtejului de capăt și a distanței până la paletă, chiar dacă aspectul elicoidal pe paleta rotorică s-a păstrat.

You utilizează LES (*Large Eddy Simulation*) pentru a calcula numeric curgerea în interstițiul paletei rotorice cu scopul de a determina mecanismele secundare produse de fluctuațiile de presiune scăzută aval de rotor în vecinătatea peretelui [125]. În urma analizei rezultatelor simulărilor numerice, s-a regăsit vârtejul de capăt al paletei de rotor ca efect al scurgerilor curentului prin interstițiul paletei rotorice. Acest vârtej de capăt devine convergent aval de paleta rotorică odată cu generarea unor intense fluctuații în vecinătatea peretelui. Scăderea în intensitate a vârtejului de capăt se poate obține prin utilizarea unei buze anticavitaționale, chiar dacă nu se obține o îndepărtare semnificativă a acestuia de pe paleta rotorică [100].

Tallman prezintă rezultatele unui studiu cu privire la curenții prin interstițiile paletelor rotorice. Un caz de bază cu o rețea de profile a fost mai întâi analizat pentru a valida procedura numerică față de măsurătorile experimentale. Apoi s-au introdus în studiu interstițiul paletei și mișcarea relativă a pereților [117][118]. Pentru fiecare caz s-au analizat comparativ direcția curentului din interstițiu, gradientul presiunii, debitul masic prin interstițiu, precum și vârtejul de capăt ca formă, mărime, pierderi suplimentare și locație. Curentul prin interstițiu cu 2.5% înălțime relativă (distanța dintre periferia paletei rotorice și carcasa rotorului raportată la raza rotorului) este 6.2% din debitul total, iar pentru cel de 1% înălțime debitul este doar de 2.3% . La ieșirea din paletaje, vârtejul de capăt ocupa aproximativ jumătate din canalul interpaletar pentru interstițiul mare, în timp ce pentru cel redus vârtejul de capăt ocupă doar o treime a canalului interpaletar. De asemenea, doar pentru interstițiul mare, vârtejul de capăt este desprins de pe paletă. Pentru interstițiul mic, convecția de vorticitate din acesta este cauza vârtejului de capăt. Reducerea înălțimii interstițiului conduce la o scădere a coeficientului pierderilor hidraulice cu aproximativ 25% . Pe de altă parte, pierderile hidraulice prin interstițiul mare sunt 30.3% din totalul pierderilor, în timp ce pentru interstițiul mic acestea sunt doar 14.3% . Efectele mișcării relative a pereților sunt prezentate în cele ce urmează. În prima jumătate a interstițiului paletei, mișcarea stratului limită a carcasei obstrucționează scurgerile prin interstițiu. De aceea, marea parte a curentului iese din interstițiu prin a doua jumătate a acestuia. În cazul pereților staționari, aproape tot curentul scurs prin interstițiu este antrenat în vârtejul de capăt, iar pentru cazul cu pereți mobili o parte semnificativă din curentul scurs prin interstițiu ocolește vârtejul de capăt generând un puternic curent secundar în direcția anvergurii paletei. Această tendință de migrare a vârtejului de capăt dinspre carcasa turbinei (punctul optim de funcționare) către mijlocul paletei devine semnificativă la scăderea debitului turbinat [90]. Debitul scurs prin interstițiu este de aproximativ trei ori mai redus față de cel

TEHNICA
RALA

cu pereți ficiși, iar din acest motiv vârtejul apare aval de paletaj. Pentru varianta cu pereți mobili, tot lichidul din vârtejul de capăt provenea din curentul din interstițiul paletei și nu din curentul principal din canalul interpaletar, iar motivul apariției este tot convecția vorticității din interstițiu. Pentru pereți mobili, pierderile prin apariția vârtejurii de capăt sunt de același ordin de mărime cu pierderile din curenții secundari.

Gulich dezvoltă o tehnică de a calcula efectele rugozității și ale numărului Reynolds asupra pierderilor hidraulice din turbomașini [46]. Studiul a fost făcut pe o pompă și s-au analizat efectele asupra pierderilor hidraulice date de rugozitatea rotorului, statorului și a colectorului. La modificarea rugozității sau a numărului Reynolds efectul pe curba de funcționare este combinat cu alte trei influențe. Curba debit-cădere este ușor translatată către debite mai reduse la creșterea numărului Reynolds datorită accentuării scurgerilor de capăt al paletei prin interstițiu. Rugozitatea canalelor interpaletare rotorice poate modifica aspectul curgerii din rotor datorită unei modificări în grosimea stratului limită și a curenților secundari, acest fapt având un rol important în evaluarea înălțimii de pompare. Pompajul curentului prin șicanele rotorului este influențat de către rugozitatea pereților șicanei. Delimitarea clară a acestor efecte încă este un subiect care trebuie investigat.

Landrieux prezintă în [64] studiul de reabilitare a primei unități Kaplan din hidrocentrala Kembs datorită uzurii mecanice a componentelor turbinei. Proiectul a fost coordonat de EDF (*Electricite de France*) și s-au calculat câmpurile hidrodinamice din distribuitorul, rotorul și tubul de aspirație ale turbinei. Distribuitorul și rotorul turbinei au fost calculate utilizând o suprafață de amestec între acestea, iar tubul de aspirație a fost calculat pentru trei puncte de funcționare diferite. În ceea ce privește calculul tubului de aspirație s-a putut observa că pierderile hidraulice sunt ridicate datorită incidenței neadecvate a curentului pe stâlpul tubului de aspirație pentru cazul debitelor reduse, iar la debite ridicate pierderile hidraulice se datorează frecărilor cu pereții tubului. De asemenea, pierderile hidraulice din tubul de aspirație cresc continuu cu debitul turbinat. Valoarea pierderilor hidraulice este supraestimată prin calculele numerice ale curgerii turbulente, ceea ce conduce la o diferență a curbei de garanție față de măsurătorile experimentale.

Skotak calculează câmpul hidrodinamic din turbina Kaplan utilizând o suprapunere a domeniilor de calcul a componentelor turbinei axiale de tip bulb [113]. Punctele de funcționare au fost alese la cădere constantă și în urma analizei calculelor numerice s-a constatat o translatare a curbei de variație a randamentului hidraulic către debite mai mari, obținând o diferență de aproximativ 4% între debitele optime calculat și măsurat. Maximul de randament hidraulic al întregii turbine a fost cu 0.8% mai redus în calculele numerice datorită evaluării pierderilor hidraulice calculate în tubul de aspirație al turbinei.

Aschenbrenner compară măsurătorile experimentale cu calculele numerice pentru o turbină Kaplan în două puncte de funcționare ale turbinei [9]. Câmpurile de viteză și presiune au fost măsurate cu sonda cu 5 orificii și cu LDV (*Laser Doppler Velocimeter*). Astfel s-au obținut măsurători pe interfața distribuitor-rotor, la ieșirea din rotor și pe 3 plane în tubul de aspirație, acestea fiind comparate cu rezultatele calculului numeric obținute pe întreaga turbină Kaplan. Pentru modelarea turbulenței s-au testat și validat diferite modele de turbulență, cu ajutorul acestora putându-se calcula numeric randamentul turbinei. Diferențe notabile între câmpurile de viteze obținute numeric și experimental s-au regăsit în tubul de aspirație al turbinei. Luând în considerare și diferențele obținute în calculul pierderilor hidraulice, s-a putut concluziona că modelul de turbulență $\kappa - \epsilon$ nu este capabil să redea aceeași precizie comparativ cu măsurătorile experimentale, cu excepția unei zone restrânse de funcționare în jurul punctului optim de funcționare (de amintit că precizia soluționării curgerii aval de rotor

în apropierea axei turbinei este relativ redusă [89]). Măsurători detaliate au arătat că în regiunea axei turbinei sub ogiva rotorului apare o zonă de recirculare chiar și la funcționarea pe camă, așa încât erorile condițiilor la limită staționare periodice în această regiune sunt relativ ridicate [91]. Pentru creșterea acurateței de soluționare a calculului pierderilor se pot utiliza scheme de discretizare de ordin superior pentru ecuațiile de transport. Totuși, datorită flexibilității modelului de turbulență $\kappa - \epsilon$, acesta este de preferat în calculele de proiectare ale turbomașinilor hidraulice. Debitul prin interstițiile paletei cu butucul și camera turbinei s-a dublat, chiar dacă la închiderea paletajului rotoric interstițiul paletei cu camera turbinei se micșorează, iar cel al paletei rotorice cu butucul se mărește (interstițiul minim al paletei cu camera turbinei a fost 0.12% din diametrul rotorului). În [88] se estimează că prin interstițiul paletei rotorice debitul este de aproximativ 1% din totalul debitului turbinat. De remarcă că pierderile hidraulice în camera spirală, distribuitorul și rotorul turbinei sunt cu $\approx 22.2\%$ mai mari în calculul numeric comparativ cu măsurătorile experimentale, în timp ce pierderea hidraulică din tubul de aspirație este cu $\approx 0.5\%$ mai redusă în urma calculului numeric. În aprecierea erorilor acestor pierderi ponderea principală este dată de surprinderea cu acuratețe a gradientilor ridicați de presiune din datele hidrodinamice ale paletelor rotorice, aici fiind necesară o rafinare a rețelei de discretizare [88].

Vu T.C. calculează pierderile hidraulice pentru o turbină Francis pentru întreg domeniul de funcționare al turbinei la cădere constantă [122]. Raportul în care se află pierderile hidraulice din domeniul camerei spirale, distribuitorului, rotorului și tubului de aspirație este de aproximativ 1:2:4:2 pentru punctul optim de funcționare și într-o vecinătate redusă a acestuia. Pierderile din rotor cresc aproximativ de la simplu la dublu pentru regimurile îndepărtate de optim, în timp ce pierderile din tubul de aspirație cresc doar funcție de debit. Dacă pentru această turbină Francis erorile în estimarea randamentului hidraulic sunt de aproximativ 1% comparativ cu măsurătorile experimentale, se concluzionează în [122] că erorile de calcul numeric cresc odată cu micșorarea căderii turbinei.

1.3.3 Cavitația în turbinele Kaplan

Fenomenul de cavitație și aspectele întâlnite în mașinile hidraulice sunt prezentate în cele două volume ale monografiei *Cavitația* a Acad. Anton I. [5]. Definiția coeficienților de cavitație împreună cu termenii ce intervin sunt prezentați pe larg în capitolul 11 al acestei monografii. Influența parametrilor geometrici și cinematici asupra termenilor din expresia coeficientului de cavitație sunt detaliate aici, continuând cu curbele caracteristice teoretice de cavitație și încercările experimentale efectuate pe o serie întregă de modele de turbine. Capitolul se încheie prin prezentarea efectelor produse de distrugerea prin cavitație asupra organelor paletate ale turbinelor hidraulice.

Tratarea analitică a fenomenului de cavitație a cunoscut de asemenea o inedită prezentare în lucrările Prof. O. Popa cu privire la sensibilitatea la cavitație a rețelilor de profile hidrodinamice din componența paletelor turbinelor hidraulice axiale.

O altă cale de a descrie fenomenul de cavitație este prezentată în cartea lui Knapp [60] și mai apoi în cartea lui Li S.C. [67] unde sunt enumerate o serie întregă de tipuri de cavitație apărute în turbinele hidraulice. Cartea lui Li este împărțită în două părți. Prima parte – capitolele 2-4 – descrie cunoștințele fundamentale necesare pentru înțelegerea fenomenului de cavitație întâlnit în mașinile hidraulice: tipuri de cavitație, efecte de scară, incipiența și nucleația, dinamica bulelor de cavitație, curgeri cavitaționale în rețele de profile hidrodinamice. Partea a doua – capitolele 5-8 – descrie pe larg aspectele de cavitație întâlnite în turbinele și pompele hidraulice: coeficienți de similitudine, tehnici de detectare a cavitației, distrugeri cavitaționale, precum și metode de ameliorare a cavitației.

Oscilațiile nestaționare ale cavitației pe un profil 2D hidrodinamic au fost investigate numeric și experimental de către Delgosha [28]. Analiza rezultatelor numerice a arătat o fracție volumică de vapori redusă în marea parte a amestecului bifazic lichid-vapori, sub 30% cu excepția bordului de atac al profilului în anumite condiții de funcționare.

Fenomenul de incipiență cavitațională pe un profil bidimensional Eppler E817 a fost investigat experimental de către Astolfi [11]. Acest profil a fost proiectat pentru a permite un domeniu larg de funcționare fără cavitație la modificarea incidenței curentului pe profil. Pentru incidențe peste 1° , o importantă diferență există între coeficientul critic de cavitație și coeficientul de presiune minimă teoretic. Această diferență este explicată prin separarea curgerii pe bordul de atac. Pentru o incidență de 6° , prezența cavitației pe bordul de atac al profilului modifică amonte câmpul incident cu o decelerare a acestuia și o deviație suplimentară a acestuia. Pentru o incidență a curentului de 10° , cavitația rămâne atașată pe profil, însă este compusă dintr-un nor de bule cavitaționale, caz în care se induce în curent o accelerare suplimentară fără o modificare a deviației.

Descrierea fenomenului de cavitație pe un profil hidrodinamic 2D NACA 0015 a fost prezentată în [59] de către Kjeldsen. S-a studiat astfel influența combinației incidență-coeficient de cavitație asupra caracteristicilor cavitaționale. La incidențe mari și coeficienți de cavitație reduși s-a observat un nor de cavitație oscilant cu frecvență joasă care generează o puternică oscilație a portanței. Această frecvență de oscilație este relativ puțin influențată de modificarea coeficientului de cavitație. La creșterea coeficientului de cavitație armonicile de oscilație ale vârtejului de capăt se modifică substanțial. O diminuare a acestora la frecvențe mai mari este corelată aproximativ liniar cu coeficientul de cavitație. O comportare asemănătoare s-a obținut și pentru fluctuațiile în portanța profilului.

Leroux analizează comportarea curentului peste un profil hidrodinamic situat într-un tunel de cavitație [66]. Calculele numerice au implicat un amestec omogen lichid-vapori guvernat de

o lege barotropică pentru densitatea fiecărei faze. Algoritmul de soluționare a fost unul SIMPLE modificat prin luarea în considerare a compresibilității fazei secundare. S-au testat două puncte de funcționare cu incidențe diferite ale curentului pe profil: 6° și 8° . În ambele cazuri, jetul invers a fost identificat ca fiind principala cauză a desprinderii cavitaționale. Interacțiunea dintre jetul advers și marginea cavernei de cavitație unde aceasta se închide este cauzatoare astfel de desprinderi periodice a unei cavități secundare înainte chiar de desprinderea cavernei principale de cavitație. Șocul produs de desprinderea cavernei principale de cavitație induce reapariția unei noi caverne de cavitație.

Delgosha prezintă în [29] rezultatele investigațiilor experimentale pentru curgerea cavitațională nestaționară de pe extradadosul unui profil bidimensional poziționat într-un tunel de cavitație cu unghi de incidență redus. Efectul produs de rugozitatea suprafeței este o scădere a lungimii cavernei de cavitație și o scădere a intensității oscilațiilor de presiune, dar o creștere ușoară a frecvenței acestora. În [29] se mai arată și că înălțimea asperităților, care este mai mare decât înălțimea substratului vâcos în această situație, cauzează o creștere a tensiunii de frecare dată de curentii adversi. Încetinirea jetului advers este astfel cauza modificării dinamicii cavității.

Fenomenele nestaționare generate de prezența cavitației pe profilele hidrodinamice sunt analizate numeric de către Iga [51]. Scopul studiului a fost de a surprinde fenomenul de instabilitate a pânzei de cavitație în regim nestaționar incident, precum și mecanismul ruperii pânzei de cavitație. Prin analiza rezultatelor numerice s-a concluzionat faptul că în procesul mecanismului de rupere a pânzei de cavitație sunt două surse cauzatoare: jetul invers care reintră pe sub pânda de cavitație și pulsațiile de presiune autoinduse generate în regimul nestaționar. În acest din urmă caz, o porțiune a pânzei de cavitație tinde să se desprindă datorită instabilității pânzei de cavitație. Undele de presiune sunt așadar produse de fluctuațiile grosimii cavității ca urmare a regimului tranzitoriu dat de variația incidenței curentului pe profilul hidrodinamic.

Leroux prezintă în [65] un program de cercetare bazat pe măsurarea presiunii în vecinătatea pereților solizi datorită prezenței cavitației nestaționare. Astfel, pentru o lungime sub o jumătate din coarda profilului a cavernei de cavitație, aceasta este stabilă. La marginea cavitației unde aceasta se închide s-au regăsit fluctuații de presiune datorate nestaționarității locale a cavernei cu o frecvență care depinde de lungimea cavernei. Odată cu depășirea unei jumătăți de coardă, caverna de cavitație devine instabilă. Acest fenomen este însoțit de un transport al undelor de presiune în dâra hidrodinamică. În momentul tranziției fenomenului către instabil, caverna de cavitație și-a mărit volumul și a fost însoțită de un nor de bule cavitaționale.

Utilizând un tunel cu o secțiune de tip Venturi, Stutz studiază curentul bifazic din pânzele de cavitație pe profile hidrodinamice [115]. Este analizată și influența rugozității și a geometriei din regiunea divergentă aval asupra curgerii bifazice cavitaționale. S-a arătat că forma cavității, distribuția fracției volumice și câmpul de viteză mediu este puțin afectat de către rugozitatea peretelui aval de cavitație și, mai mult chiar, aceasta nu influențează mărimea curentului advers. Efecte nestaționare pot însă apărea la atingerea marginii cavității de către curentul advers. Prezența unui număr mare de bule de cavitație reduce efectul rugozității asupra comportării cavitaționale a curentului bifazic.

Transportul bulelor de cavitație aval de rotorul unui model simplificat de turbină axială a fost investigat de către Andree [3]. Bule de rază redusă au fost generate amonte de rotor și apoi a fost urmărită evoluția acestora în curentul de lichid din rotor. Simularea numerică utilizând LES (*Large Eddy Simulation*) pentru modelarea turbulenței și o descriere lagrangiană a mișcării au fost selectate pentru calculul transportului particulelor. Datorită diferențelor mari între densitățile celor două fluide (aer - apă), o comparație cantitativă a rezultatelor experimentale

cu cele numerice a fost dificil de realizat, însă calitativ cele două căi de investigare au condus la rezultate asemănătoare.

Roberts analizează măsurătorile din tranziția unei bule de separație peste o suprafață cu elemente de rugozitate distribuite aleator [98]. Aceste forme ale rugozității suprafețelor solide este întâlnită în turbomașinile hidraulice aflate în exploatare. O rugozitate mare cu distanțe relativ mari între elemente și cu asimetrie negativă favorizează apariția rapidă a incipienței. Mai mult, înălțimea asperităților are un efect predominant în comparație cu pasul între asperități și asimetria acestora.

Colapsul bulei cavitaționale este studiat de către Yu utilizând DNS (*Direct Numerical Simulation*) bazat pe metoda diferențelor finite [126]. Este evidențiat faptul că pentru bule de cavitație aflate în regiuni cu forfecare avansată rata colapsurilor este mai mare, iar pentru bule aflate în vecinătatea frontierelor forfecarea poate elimina jetul invers.

Capacitatea codurilor de calcul numeric de a reda câmpul hidrodinamic este urmărită de Delgoshia care obține câmpul 2D cavitațional și turbulent pe o secțiune a unui tub Venturi [30]. Modelul matematic utilizează o schemă implicită de volum finit (bazată pe algoritmul SIMPLE) ce soluționează ecuațiile Navier-Stokes mediate Reynolds, iar pentru curentul de fluid se folosește o ecuație de stare barotropică ce leagă densitatea locală de gradientul presiunii. Pentru a simula numeric efectele turbulenței în curgerile cavitaționale, s-au comparat cu măsurătorile experimentale patru modele diferite de turbulență: modelul RNG $\kappa - \epsilon$ standard și apoi modificat, modelul $\kappa - \omega$ cu și fără efectele compresibilității. Modelul $\kappa - \epsilon$ RNG standard precum și modelul $\kappa - \omega$ fără efectele compresibilității conduc la erori considerabile în descrierea oscilațiilor auto-induse de către curgerea cavitațională. În urma luării în considerare a efectelor compresibilității fluidului s-a putut obține atât prin modelul $\kappa - \epsilon$ cât și $\kappa - \omega$ o bună concordanță cu măsurătorile experimentale în ceea ce privește fracția volumică, câmpul de viteză și comportarea nestaționară a cavitației.

Avellan descrie principalele caracteristici ale cavitației în turbinele hidraulice [12]. Aspectele de detaliu ale dezvoltării cavernelor de cavitație sunt evaluate corelat cu turația specifică a turbinei, precum și influența asupra condițiilor de funcționare (putere mecanică, cădere și înălțime de aspirație). Pentru condițiile de proiectare, o cavernă de cavitație apare la butucul rotorului, această cavitație fiind foarte sensibilă la modificarea coeficientului de cavitație al instalației. Acest tip de cavitație este influențat de asemenea și de excesul de aer din curentul ce tranzitează rotorul. Din cauza faptului că paletelile rotorului Kaplan sunt reglabile, rotorul nu este carcasant ca în cazul turbinelor radial-axiale, acest fapt ducând la apariția cavitației de rost la periferia paletei chiar la căderi reduse ale turbinei. Cauza principală a acestui tip de cavitație rămâne prezența interstițiului paletei cu camera turbinei, aceasta deoarece s-a constatat că apariția ei nu este influențată de coeficientul de cavitație al instalației. Chiar pentru funcționarea pe camă a turbinei Kaplan, cavitația de pe bordul de atac al paletei este des întâlnită, însă poate fi redusă printr-o reproiectare a formei bordului de atac al paletei rotorice. Scăderea randamentului hidraulic al turbinelor Kaplan se datorează în special apariției cavitației pe extradadosul paletei rotorice în vecinătatea butucului. În momentul atingerii bordului de fugă al paletei rotorice se înregistrează o scădere bruscă a randamentului hidraulic, iar acest tip de cavitație este în primul rând influențat de coeficientul de cavitație al instalației. Regiunile turbinei unde s-au regăsit eroziuni cavitaționale frecvent sunt pe de o parte zonele din vecinătatea interstițiilor paletei și pe de altă parte pe carcasa turbinei. Pentru funcționarea turbinei la căderi mai mari decât cea optimă, cavitația apare pe bordul de atac al extradadosului paletei rotorice, iar pentru funcționarea la căderi sub cea optimă cavitația apare pe bordul de atac al intradosului paletei de rotor. În a doua jumătate a intradosului paletei în apropierea interstițiilor paletajului poate

apărea cavitația în anumite regimuri de funcționare la căderi reduse. Pentru încărcări mari ale rotorului, pe extradusul paletei rotorice poate fi observată cavitația în vecinătatea bordului de fugă.

Fenomenul de cavitație din turbinele axiale Kaplan a fost surprins experimental de către Shervani Tabar [108]. S-a observat că în turbina Kaplan apar două moduri de cavitație. În primul mod, fenomenul de cavitație apare identic pe toate paletele rotorului, în timp ce în al doilea mod de cavitația apare identic la fiecare a doua paletă a rotorului. Investigațiile experimentale au clasificat cavitația din rotorul turbinei Kaplan în patru tipuri diferite. În primul tip, cavitația e generată de vârtejul de capăt al paletei rotorice, iar la paleta adiacentă apare cavitația de rost. În al doilea tip, cavitația apare pe bordul de fugă al paletei rotorice, iar la paleta adiacentă cavitația este una de rost la periferie și la butuc. Uneori, mai apare cavitația și în lungul dârei hidrodinamice generate de paletajul rotoric, generând astfel al treilea tip de cavitație. Al patrulea tip de cavitație corespunde cavitației de rost la periferia paletei rotorice pe intrados în combinație cu cavitația la bordul de fugă al paletei, în timp ce paleta adiacentă prezintă doar cavitație de rost. În anumite regimuri de cavitație s-a constatat o asemănare a cavitației la fiecare a treia paletă a rotorului, însă acest fenomen a fost rar întâlnit.

Grekula a prezentat în [44] aspecte de detaliu ale curgerii cavitaționale într-un rotor Kaplan. Prototipul utilizat a fost un rotor Kaplan de putere 9.3 MW , instalat la Porjus și denumit Porjus U9, un diametru de 1550 mm și cu două ferestre de vizitare. Cavitația pe paletele rotorice a fost pusă în evidență cu filme de înaltă frecvență. Măsurătorile de pulsații de presiune au fost făcute cu prize de presiune montate pe inelul rotorului. La 50-60% încărcare a rotorului din puterea nominală s-a observat o pânză de cavitație de pe bordul de atac al paletei pe intrados. La 85-98% încărcare a rotorului, s-a observat cu precădere o cavitație de rost la periferia paletei rotorice în combinație cu desprinderi de bule de pe extradusul paletei către bordul de fugă al acesteia. Acest mod pulsatoriu al cavitației a fost observat și la butucul paletei rotorice, la legătura cu flanșa paletei. De pe extradusul paletei, la regimuri cu încărcare ridicată, volumul cavernelor de cavitație crește în mod continuu până la o valoare critică. După aceea apare desprinderea acesteia cu efecte nestaționare în câmpul de presiune.

Simularea numerică a curgerii în întreaga turbină Kaplan a fost realizată de către Shao [107]. Astfel s-a efectuat simularea curgerii turbulente nestaționare cavitaționale de la intrare în camera spirală a turbinei până la ieșirea din tubul de aspirație al acesteia. Fluctuațiile de presiune și cavitația în rotor au fost investigate funcție de înălțimea de aspirație a turbinei. Pentru o înălțime de aspirație de 4 m (căderea turbinei $H = 52 \text{ m}$), cavitația apare în mod accentuat la periferia paletei pe extrados către bordul de fugă. Shao estimează că deși cavitația apare pe o regiune relativ restrânsă din canalul rotoric, efectele acesteia sunt semnificative asupra stabilității funcționării turbinei. Pentru o înălțime de aspirație de 9 m , cavitația a fost redusă, însă efectele nestaționare produse au rămas neschimbate.

Cavitația ce însoțește vârtejul de capăt al paletelor rotorice a fost studiată experimental de către Murayama cu ajutorul unui profil hidrodinamic oscilant [82]. S-a constatat că odată cu creșterea frecvenței de oscilație a profilului se obține o creștere a întârzierii dintre stadiul staționar și nestaționar al vârtejurii de capăt și al cavitației și concomitent o scădere a volumului cavitației. Deși se obține o reducere a volumului cavitației, funcționarea în regimuri nestaționare este cauzatoare de vibrații cu efecte nedorite.

Ahuja descrie un nou model bifazic lichid-gaz pentru viteze reduse în [2]. Examinarea parametrilor de turbulență a evidențiat faptul că energia cinetică turbulentă asociată cu stratul limită amonte ocolește caverna de cavitație, în timp ce interiorul cavernei poate fi considerat laminar. Zona de recirculare și jetul invers generează o dâră turbulentă care stabilizează

regiunea cavernei și duce la apariția unei creșteri de presiune urmată de o relaxare a dârei. În [2] se mai arată că prin scăderea cu un ordin de mărime a termenului sursă ce generează cavitația, aceasta devine mult mai difuzivă în regiunea de închidere și se obțin erori mari ale presiunii, așa încât rolul termenului sursă devine esențial în aprecierea comportării nestaționare a cavitației.

Măsurători de cavitație pe prototip și pe modelul turbinei Kaplan au fost efectuate de Kern cu scopul de a compara tipuri diferite de tehnici de detecție a cavitației [57]. Traductoare de înaltă frecvență au fost utilizate pentru a surprinde aceste semnale atât pe prototip, cât și pe model. Rezultatele au arătat că analiza în frecvență este extrem de utilă în determinarea naturii semnalului și frecvența locală. Experimentele efectuate pe prototipului turbinei Vuzenica au evidențiat faptul că există o diferență de până la 20 dB în valorile de semnal procesate pentru funcționarea în apropierea încărcării maxime, caz în care s-a observat aceeași structură și pentru model. Chiar după un an de funcționare, paletetele de rotor nu prezentau eroziuni cavitaționale vizibile, timp în care regimurile de funcționare nu au fost cu debite peste cele impuse din proiectare.

Validitatea metodelor de calcul numeric a fost testată experimental de către Brewer utilizând un tunel hidrodinamic în care a măsurat viteza pe o regiune dreptunghiulară în jurul profilului [22]. Măsurătorile au reușit să surprindă stratul limită și regiunea din vecinătatea cavernei de cavitație. Coeficientul de cavitație a fost evaluat prin măsurarea presiunii din interiorul cavernei de cavitație. În regim cavitațional, metoda de calcul a redat rezultate în concordanță cu măsurătorile experimentale pentru curgeri nevâscoase, însă pentru cazul stratului limită s-au înregistrat erori considerabile în ceea ce privește pierderile hidraulice generate de prezența cavitației.

O metodă de calcul numeric al coeficientului critic de cavitație a fost realizată de către Kurosawa [63]. Metoda se bazează pe analiza curgerii cavitaționale nestaționare cu modele de curgere bifazice. Testele s-au făcut atât pe turbine axiale cât și pe turbine radial-axiale. Chiar dacă prin utilizarea unui curent monofazic se poate surprinde calitativ deprecierea puterii mecanice a turbinei, este totuși dificil de evaluat punctul critic de la care momentul preluat de către rotor scade gradual. În urma calculului curgerii bifazice creșterea presiunii apare pe intradosul paletetei în apropierea interstițiului paletetei datorită recuperării presiunii pe extradodusul paletetei, așa încât scăderea puterii mecanice nu este întâlnită concomitent cu incipiența cavitațională. În schimb evaluarea pierderilor hidraulice în regim cavitațional bifazic este în deplină concordanță cu rezultatele măsurătorilor experimentale.

St-Hilaire propune pentru calculul performanțelor cavitaționale ale turbomașinilor 3 metode: modelul bulei cavitaționale, performanța modelului și investigarea eroziunii cavitaționale [114]. Comparativ cu măsurătorile experimentale calculele numerice au prezis o valoare mai mică cu aproximativ 25% a coeficientului critic de cavitație situat la valoarea de ≈ 0.2 conform datelor experimentale.

Tehnici moderne de simulare a cavitației în turbomașinile hidraulice sunt prezentate în Grantul Academiei Române [7]. În cadrul acestuia s-au dezvoltat modele matematice, s-au elaborat și implementat algoritmi numerici de soluționare a curgerilor cavitaționale bifazice ale căror rezultate au fost validate cu date experimentale disponibile. Până în prezent, evaluarea caracteristicilor cavitaționale ale mașinii s-au făcut indirect prin analiza câmpului hidrodinamic (în special al câmpului de presiune) obținut din simularea curgerii lichidului monofazic. Prezența cavitației afectează semnificativ atât câmpul de viteză (prin generarea suplimentară de vorticitate), cât și câmpul de presiune (prin plafonarea nivelului minim al presiunii la nivelul presiunii critice). Prin urmare simularea curgerilor cavitaționale bifazice pentru evaluarea reală

a performanțelor energetice și cavitaționale ale turbinelor hidraulice. Se prezintă formarea cavernei de cavitație odată cu scăderea coeficientului de cavitație al instalației atât pentru paletele rotorului Kaplan de la hidroamenajarea Porțile de Fier I, cât și ale rotorului Francis GAMM studiat pe larg și în [76].

1.3.4 Optimizarea turbinelor axiale de tip Kaplan

Marcinkiewicz descrie în [72] o procedură de îmbunătățire a funcționării turbinelor Kaplan prin adăugarea unui prag în zona nespiralată a camerei. Prin aceasta s-a obținut o creștere a randamentului hidraulic al turbinei cu aproximativ 1-2 zecimi de procent pentru regiunea cu debite reduse, și o scădere cu aceeași valoare a randamentului pentru încărcări mari ale turbinei.

Bouchet P. a alcătuit o metodologie de optimizare a statorului turbinelor axiale prin care se înlocuiește calculul numeric tridimensional cu unul bidimensional prin utilizarea unei tehnici multi-punct [20]. Prin acest procedeu s-au putut reduce semnificativ costurile de calcul numeric și astfel utilizarea lui în procesul industrial de re tehnologizare a turbinelor hidraulice.

De asemenea, Skotak A. a evidențiat optimizarea unei palete de turbină Kaplan prin metoda Nelder-Mead [112]. Ca și funcții obiectiv s-au utilizat randamentul turbinei, coeficientul critic de cavitație și distribuția de viteză la ieșire din rotor. Rotorul optimizat a fost utilizat pentru o turbină Kaplan de joasă cădere amplasată în Cehia. Influența formei și poziției bordurilor de atac și de fugă ale paletei rotorice este pusă în evidență în procesul de optimizare a rotorului turbinei.

Gehrer A. descrie metoda de proiectare și optimizare a unui nou rotor de turbină Kaplan pentru centrala hidroelectrică de la Aschach (pe Dunăre), metodică bazată pe CFD (Computational Fluid Dynamics) și pe un algoritm evolutiv [42]. Scopul optimizării a fost de a spori puterea instalată în centrală. Deoarece algoritmul de optimizare utilizat putea fi folosit pentru mai multe funcții obiectiv, s-au impus așadar ca și funcții obiectiv minimizarea coeficientului de cavitație și abaterea minimă a câmpului de viteză de la o configurație impusă. Acestea au fost testate pentru două cazuri: punctul optim de funcționare și punctul de debit maxim. Investigații detaliate ale curgerii în turbina veche au arătat probleme de cavitație în punctul de putere maximă, în special pe extradosul paletei în apropierea buzei anticavitaționale și în interstițiul paletei. În urma experimentelor pe model s-a ajuns la concluzia că pentru a avea un rotor potrivit în funcționare pentru tubul de aspirație existent, profilele de viteză utilizate în calculul numeric la optimizarea rotorului trebuiesc înlocuite cu cele rezultate din experimentele efectuate, evidențiind astfel necesitatea cuplării numerice a tubului de aspirație cu algoritmi de optimizare ai rotorului.

Kueny J. utilizează algoritmul genetic pentru a îmbunătăți proiectul unei turbine hidraulice axiale [62]. Această tehnică a fost folosită în primul rând pentru rotor și tubul de aspirație luând în considerare interstițiile paletei rotorice. Funcția obiectiv propusă a fost reprezentată de pierderile în rotor și pierderile cinetice la ieșire din con. În momentul utilizării tubului de aspirație, pentru punctul optim de funcționare s-a observat un vârtej remanent la ieșirea din rotor, comparativ cu situația fără vârtej prin neglijarea tubului de aspirație. S-a constatat că acest vârtej remanent la ieșire din rotor ajută la recuperarea presiunii în conul tubului de aspirație.

Importanța parametrizării componentelor traseului hidraulic este prezentată de către Nagel M. [83]. O metodă avansată de a suprapune în parametrizarea suprafețelor udate componentele axial-simetrice cu restul componentelor este descrisă împreună cu avantajele acestei formulări. Obiectivul optimizării este dat de minimizarea pierderilor hidraulice secundare din paletaje.

Ferrando L. propune în teza sa de doctorat [35] o metodă de parametrizare a geometriei turbomașinilor hidraulice pentru a obține rapid geometria necesară în procesul de optimizare al turbinelor.

Guibault F. descrie necesitatea utilizării unor rețele de discretizare de calitate ridicată în

procesul de optimizare numerică [45]. O metodă originală este propusă pentru generarea automată a rețelelor de discretizare structurate pentru componentele turbomașinilor hidraulice, metodă ce permite eficientizarea optimizării rotoarelor de turbină hidraulică.

Shigai K. optimizează rotorul turbinei hidraulice ajustând automatizat la fiecare iterație a procesului de optimizare căderea rotorului pentru a menține constantă căderea turbinei (metoda de normalizare) [109]. Această ajustare a căderii rotorului este independentă de funcția obiectiv impusă care este dată în acest caz de media randamentelor hidraulice estimate pentru trei puncte diferite de funcționare. Este esențială așadar verificarea în cadrul procesului de optimizare a funcționării rotorului în afara punctului de funcționare utilizat la optimizarea paletei.

1.4 Necesitatea abordării temei

În contextul re tehnologizării turbinelor hidraulice (aceasta fiind susținută și de Programul Cadru FP 7) din țara noastră și datorită faptului că amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I reprezintă cel mai important obiectiv din punctul de vedere al puterii hidroelectrice instalate, prezenta teză de doctorat cu titlul *Metode Numerice de Calcul al Câmpurilor Tridimensionale în Distribuitorul și Rotorul Turbinei Kaplan* sub îndrumarea Prof. Dr. Mircea Bărglăzan își propune să analizeze cu ajutorul mijloacelor moderne de calcul numeric hidrodinamica turbomașinilor din punct de vedere energetic și cavitațional. Metodele numerice de calcul al

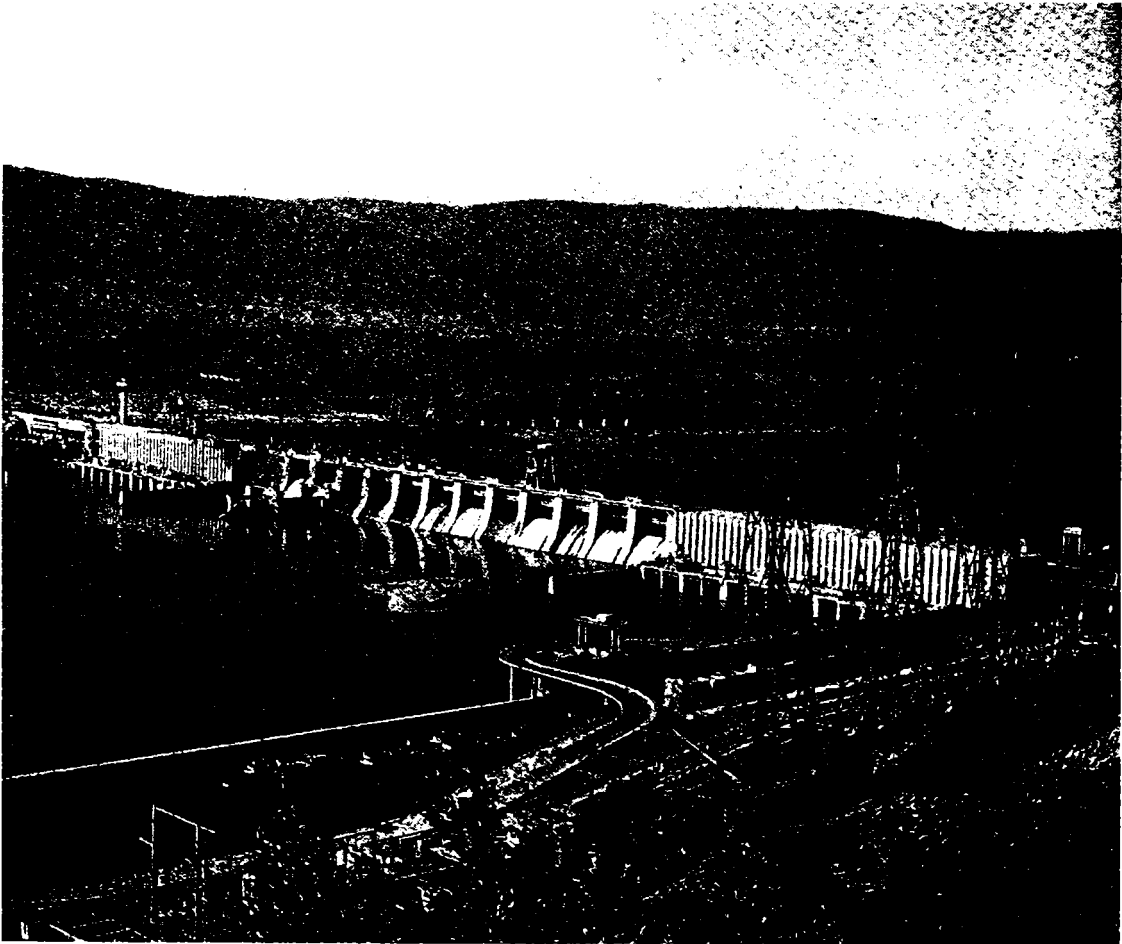


Figura 1.1: Amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I

câmpului hidrodinamic din turbomașinile hidraulice s-au impus în ultimii ani pe scară largă din cauza faptului că sunt de departe mai ieftine comparativ cu măsurătorile experimentale pe ștanduri de încercare, dar mai ales datorită faptului că prin analiza numerică a curgerilor tridimensionale se poate obține informație de detaliu pentru câmpul hidrodinamic, informație dificil de surprins în urma măsurătorilor experimentale [24].

Informația despre câmpul hidrodinamic este extrem de utilă în procesul de optimizare al turbomașinilor hidraulice (stratul limită, desprinderi, zone de recirculare, presiune pe palete)

spre deosebire de măsurătorile experimentale unde se obțin uzual parametrii energetici globali de funcționare ai mașinii și în anumite cazuri câmpul de viteze din anumite regiuni ale traseului hidraulic (măsurători DPIV și LDV).

Metodele numerice de modelare a turbulenței sunt la ora actuală standardul pentru proiectarea, analiza și optimizarea turbomașinilor hidraulice [103]. Dintre codurile de calcul al câmpului hidrodinamic din turbomașini, codul FLUENT surprinde cel mai bine comportarea cavitațională a curgerii comparativ cu codurile TascFLOW și Star-CD [32]. Utilizarea modelului de turbulență $\kappa - \epsilon$ este modalitatea recomandată de a obține curgerea turbulentă [41] chiar dacă apare o atașare excesivă a curentului pe suprafețele curbate [50]. Pentru reducerea erorilor numerice de calcul este necesară utilizarea schemelor de discretizare de ordin superior pentru ecuațiile de curgere [92].

Pentru soluționarea curgerii în turbina Kaplan se va utiliza algoritmul interfeței de amestec cu care se va cupla curgerea din distribuitorul turbinei cu cea din rotor pe de o parte, și pe de altă parte se va cupla curgerea din rotor cu cea din tubul de aspirație al turbinei [31]. Utilizarea unui singur domeniu de calcul pentru întreaga turbină hidraulică implică resurse hardware avansate [94] și duce la dificultăți apreciabile cu privire la soluționarea numerică a curgerii.

Prezența interstițiului paletei rotorice conduce la deprecierea randamentului turbinei cu aproximativ 0.5% [87][86]. Prin utilizarea unui interstițiu de înălțime variabilă (distanța paletă → camera turbinei) cum este cazul camerelor de turbină cilindrice în regiunea paletată (turbine Kaplan) se obține un debit scurs prin interstițiu mai mare decât în cazul utilizării interstițiului de înălțime constantă [58]. Prin dublarea interstițiului ($0,6 \text{ mm} \rightarrow 1,2 \text{ mm}$) intensitatea vârtejului de capăt scade cu aproximativ 24% și de asemenea acesta se îndepărtează de paleta de rotor, chiar dacă se păstrează aspectul elicoidal al curgerii [123]. O scădere a intensității vârtejului de capăt se poate obține și prin utilizarea unei buze anticavitaționale, însă în acest caz nu se obține o îndepărtare semnificativă a acestuia de paletă [100].

În prima jumătate a interstițiului paletei, datorită mișcării relative a stratului limită de pe carcasa turbinei se obține o obstrucționare a scurgerilor prin interstițiu [117][118]. Tendința de migrare a vârtejului de capăt dinspre carcasa turbinei în lungul anvergurii paletei (chiar la punctul optim de funcționare) devine semnificativă odată cu scăderea debitului turbinat [90]. Pierderile prin apariția vârtejului de capăt sunt de același ordin de mărime cu pierderile din curenții secundari.

Pierderile hidraulice din tubul de aspirație sunt ridicate datorită incidenței neadecvate a curgerii pe stâlpul tubului de aspirație (la debite parțiale) și datorită frecărilor cu pereții tubului de aspirație (debite ridicate) [64].

Ponderea principală a erorilor numerice față de măsurătorile experimentale este dată de surprinderea cu acuratețe a gradientilor ridicați de presiune din dârele hidrodinamice ale paletelor de rotor [88].

La 50-60% încărcare a rotorului din puterea nominală apare o pânză de cavitație pe intradosul paletei rotorice [44]. La 85-98% apare pregnant cavitația de rost, iar la încărcări ridicate caverna de cavitație de pe extradadosul paletei rotorice crește continuu până la o valoare critică după care apare desprinderea acesteia cu generarea de efecte netaționare în câmpul de presiune.

Examinarea numerică a curgerii cu modele bifazice lichid-gaz pentru viteze reduse a dus la concluzia că zona de recirculare și jetul invers generează o dâră turbulentă care stabilizează regiunea cavernei și duce la apariția unei creșteri de presiune urmată de o relaxare a dârei. Scăderea cu un ordin de mărime a termenului sursă ce generează cavitația, aceasta devine mult

mai difuzivă în regiunea de închidere și se obțin erori mari pentru presiune. Rolul termenului sursă este esențial în aprecierea comportării nestaționare a cavității [2].

1.5 Scopul și conținutul tezei

Scopurile acestei lucrări sunt următoarele:

- a) stabilirea unei metodologii complete de simulare numerică a curgerii reale 3D în traseul hidraulic al turbinelor Kaplan
- b) determinarea și calculul numeric al performanțelor energetice și cavitaționale ale turbinei Kaplan
- c) analiza numerică a curgerii bifazice cavitaționale în rotorul turbinei Kaplan și calculul performanțelor cavitaționale funcție de coeficientul de cavitație al instalației

Teza este structurată pe 12 capitole astfel:

- Cap. 1 prezintă o analiză critică a rezultatelor din literatură în ceea ce privește tehnicile de soluționare numerică a hidrodinamicii turbinelor hidraulice axiale cu evidențierea principalelor avantaje și limitări cu referire la curgerile 3D turbulente în paletaje
- Cap. 2 descrie ecuațiile care guvernează curgerea ideală în turbina Kaplan atât staționară, cât și nestaționară. De asemenea, în cadrul acestui capitol sunt analizate metodele principale de calcul numeric al curgerii pe subdomenii din traseul hidraulic al turbinei Kaplan împreună cu tehnicile de cuplare numerică a câmpurilor hidrodinamice din acestea
- Cap. 3 prezintă modul de soluționare numerică a curgerii 3D turbulente în turbinele Kaplan cu detalierea modului de soluționare a ecuațiilor suplimentare de transport pentru mărimile de natură turbulentă. Modelele de turbulență și modul de tratare a curgerii în stratul limită sunt analizate în mod critic pentru alegerea modelului de turbulență care prezintă acuratețe suficientă pentru evaluarea performanțelor energetice ale turbinelor hidraulice Kaplan
- Cap. 4 arată modul de soluționare numerică a curgerilor bifazice cavitaționale din rotoarele turbinelor Kaplan. Se detaliază aici particularitățile investigării curgerii cavitaționale cu modelul de amestec bifazic lichid-vapori cu modelarea matematică a transferului masic interfazic.
- Cap. 5 prezintă geometria traseului hidraulic al turbinei Kaplan de la Porțile de Fier I cu evidențierea detaliilor de performanță ale acestor turbine. De asemenea, se prezintă în acest capitol modul de discretizare și rafinare a domeniilor de calcul pentru asigurarea unei convergențe a soluției hidrodinamice pentru turbina Kaplan.
- Cap. 6 detaliază diagramele de garanție și curbele primare de cavitație pentru turbina Kaplan de la Porțile de Fier I și curbele de cavitație ale instalației pentru amenajarea Porților de Fier I. Din aceste diagrame s-au extras regimurile de funcționare care fac obiectul prezentei teze de doctorat pentru soluționarea numerică a curgerii și calculul performanțelor energetice și cavitaționale ale acestora

- Cap. 7 cuprinde analiza rezultatelor numerice obținute în urma soluționării calculului câmpului hidrodinamic din turbina Kaplan atât în punctul optim de funcționare cât și în afara acestuia
- Cap. 8 prezintă analiza performanțelor energetice ale turbinelor Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I obținute în urma soluționării curgerii turbulente în turbina Kaplan. Validarea metodologiei de calcul a curgerii cu date experimentale este utilizată pentru stabilirea metodelor optime de investigare numerică a curgerilor turbulente în turbomașinile hidraulice
- Cap. 9 descrie comportarea cavitațională a turbinei Kaplan cu detalierea modificărilor ce apar în performanțele energetice datorate apariției cavităției
- Cap. 10 descrie o metodă originală de studiu avansat al funcționării turbomașinilor hidraulice prin îmbinarea de un real succes al tehnicilor de proiectare (clasică și/sau modernă) cu tehnicile de analiză computerizată a curgerilor în turbomașini. Această strategie de investigare este baza optimizării turbomașinilor hidraulice și pentru acest lucru autorul tezei a elaborat o aplicație profesională de studiu denumită *TurboCADoptim* prezentată pe larg aici cu exemple concrete.
- Cap. 11 cuprinde rezultatele optimizării turbinei Kaplan utilizând programul original de calcul *TurboCADoptim* conceput în cadrul tezei de doctorat
- Cap. 12 conține rezultatele numerice principale obținute și arată care sunt contribuțiile originale ale acestei lucrări la procesul de investigare numerică a curgerilor din turbomașini hidraulice.

1.6 Colaborări cu colective de cercetare

Această lucrare este o continuare firească a cercetărilor întreprinse de Școala Timișoreană de Mașini Hidraulice a cărei piatră de temelie a fost pusă de către Prof. Aurel Bărglăzan și Prof. Ioan Anton și la care au urmat specialiști de valoare ale căror realizări în domeniu s-au făcut cunoscute atât pe plan național cât și internațional.

Pe această cale autorul tezei mulțumește colectivului de cercetători de la Centrul Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe [CNISFC] din Universitatea Politehnică Timișoara condus de către Prof. Romeo Susan-Resiga și Acad. Ioan Anton. Cu ajutorul sfaturilor de mare preț ale cercetătorilor acestui colectiv și utilizând infrastructura de cercetare existentă la Laboratorul de Simulare Numerică și Calcul Paralel al CNISFC Timișoara, autorul a beneficiat de un real sprijin și îndrumare în soluționarea problemelor complexe ale simulării curgerii în turbinele hidraulice axiale de tip Kaplan.

Autorul dorește să mulțumească pe această cale colectivului de cercetare de la Universitatea din Stuttgart, Laboratorul de Mașini Hidraulice coordonat de Prof. Göde Eberhard și Dr. Ruprecht Albert pentru sprijinul acordat în cadrul stagiului de pregătire din perioada iulie-august 2006 în laboratorul de la Stuttgart.

Pe această cale autorul dorește să mulțumească Prof. Avellan François pentru găzduirea în Laboratorul de Mașini Hidraulice din Lausanne în cadrul programului *HPNURSA* din perioada martie-iulie 2001. Experiența de lucru și modul de aprofundare a problemelor dobândit în LMH-EPFL au fost de un real folos autorului în perioada de pregătire a prezentei teze.

De asemenea, autorul dorește să mulțumească pe această cale colectivului de cercetare de la Universitatea Eftimie Murgu din Reșița - Centrul de Cercetări Hidraulice, Automatizări și Transfer Tehnologic, condus de Prof. Câmpian Viorel. Înțelegerea funcționării turbinelor hidraulice și a comportării acestora în regimuri variabile a fost pe deplin ajutată de îndrumările acestor cercetători.

Capitolul 2

Ecuțiile care guvernează simularea curgerilor ideale prin turbinele Kaplan

2.1 Ecuțiile care guvernează curgerea ideală a fluidelor

Ecuțiile care descriu mișcarea fluidelor sunt ecuația de conservare a masei și de conservare a impulsului. Pentru curgeri incompresibile, mișcarea este descrisă de ecuațiile Euler și de continuitate.

Ecuția de conservare a masei (sau ecuația de continuitate) este de forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (2.1)$$

Ecuția 2.1 reprezintă forma generală a ecuației conservării masei și descrie curgere fluidelor atât incompresibile cât și compresibile. Termenul sursă S_m este masa adăugată fazei continue din faza secundară dispersată (cazul vaporizării lichidului).

Ecuția de conservare a impulsului este de forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.2)$$

unde p este presiunea statică, iar $\rho \vec{g}$ și \vec{F} sunt forțele specifice corporale gravitaționale și forțe specifice corporale externe (cum ar fi cele provenite din interacțiunea cu faza dispersată).

2.2 Descompunerea geometrică a traseului turbinei

Geometria turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I a fost redată prin desenele de execuție ale componentelor modelului turbinei la scara geometrică de $L = 1 : 19$, adică la un diametru rotor de $D = 500mm$. Așadar, toate componentele turbinei (camera spirală, distribuitorul, rotorul și tubul de aspirație) au fost reconstruite în preprocesorul *Gambit*

[37] pentru modelul turbinei Kaplan. Prin urmare, pentru soluționarea curgerii s-a scalat domeniul de analiză la diametrul rotoric $D = 9,5m$.

Domeniul de analiză ales pentru calculul curgerii este ilustrat în Figura 2.1 și este cuprins între secțiunea amonte de camera spirală și ieșirea din tubul de aspirație.

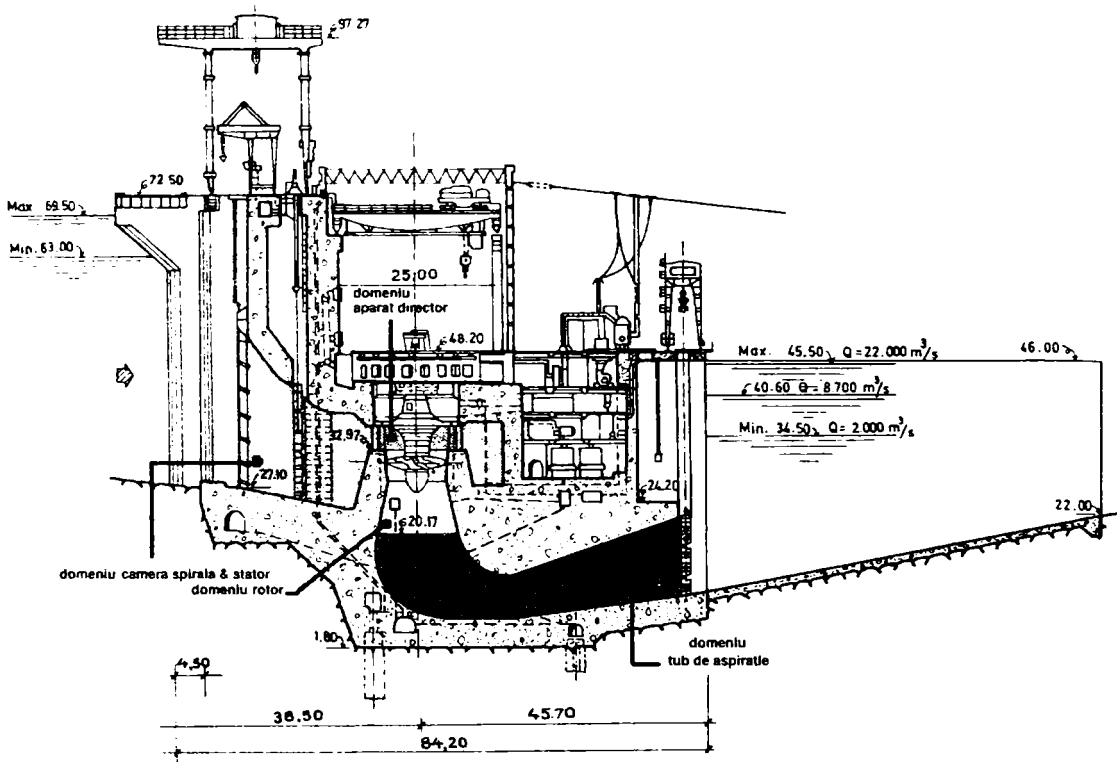


Figura 2.1: Alegerea și descompunerea domeniului de analiză al turbinei Kaplan de la hidroamajarea energetică Portile de Fier I

Domeniul de analiză a fost împărțit în subdomenii din considerentul reducerii timpului de calcul și al simplificării studiului. Criteriile care au stat la baza împărțirii domeniului de analiză au fost simetria geometrică/hidrodinamică și periodicitatea geometrică, precum și modificarea acestora funcție de punctul de funcționare al turbinei.

Subdomeniile care nu prezintă periodicitate sau simetrie geometrică și care nu depind de punctul de funcționare al turbinei sunt următoarele:

- 1) **camera spirală + statorul:** intrarea în acest subdomeniu este secțiunea amonte a domeniului de analiză (zona vanei plane amonte de camera spirală). Domeniul este prelungit până după cotul traseului hidraulic aval de aparatul director. Cu alte cuvinte acest domeniu include regiunea aparatului director (dar fără paletaje) până într-o secțiune inelară orizontală amonte de rotorul turbinei. Avantajul acestui tip de alegere a secțiunii de ieșire din subdomeniul camerei spirale și al statorului este dat de posibilitatea utilizării condiției la limită de echilibru radial al presiunii;
- 2) **tubul de aspirație:** înțrarea în acest subdomeniu este considerată o secțiune orizontală

situată în capătul ogivei rotorului, iar ieșirea din acest domeniu este dată de reconstituirea geometrică a lacului aval de turbină.

Pe de altă parte, subdomeniile periodice unghiular și care depind primordial de punctul de funcționare al mașinii sunt următoarele:

- 1) **un canal interpaletar de aparat director** a fost utilizat cu suprafața de la intrare extinsă radial în regiunea statorului pentru o mai bună precizie a impunerii condiției la limită în fața paletelor de aparat director. Suprafața de ieșire din domeniul aparatului director a fost aleasă ca fiind o suprafață conică de generatoare înclinată cu 10 grade față de orizontală ca în Figura 2.2;
- 2) **un canal interpaletar de rotor** pentru care suprafața de intrare corespunde cu suprafața de ieșire din domeniul aparatului director. Domeniul rotoric a fost prelungit în aval cu conul tubului de aspirație pentru o mai bună precizie a condiției la limită de echilibru radial al presiunii care redă rezultate bune în regiunile cu viteze radiale și gradient axial al acestora cât mai scăzute;

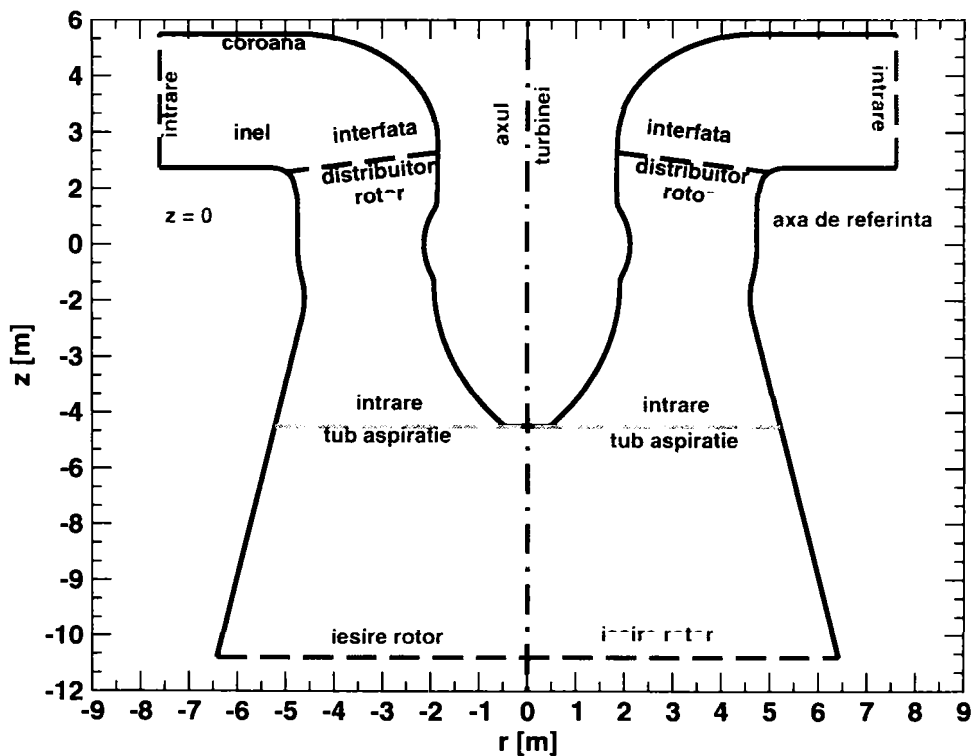


Figura 2.2: Alegerea pozițiilor suprafețelor de interfață distribuitor-rotor, intrare în cilindrul atașat domeniului rotoric și respectiv ieșire din domeniul de rotor. Cotele sunt considerate pentru prototipul turbinelor Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I

Unul din principalele avantaje ale utilizării canalelor periodice de aparat director și rotor este că acestea pot fi discretizate cu un număr de celule ridicat (conducând la o acuratețe ridicată) și că pot fi înglobate cu ușurință în metode automatizate de calcul.

Pentru simularea curgerii s-au considerat 3 interfețe de amestec (suprafețe pe care se mediază circumferențial câmpurile de viteză/presiune pentru a se face legătura hidrodinamică între subdomeniile prezentate anterior) după cum urmează: o secțiune de amestec **stator- aparat director**, una **aparat director-rotor** și una **rotor-tub de aspirație**.

Pe interfața aparat director-rotor s-a soluționat curgerea cuplată printr-un algoritm iterativ de ajustare a câmpurilor de viteză/presiune până la obținerea unei soluții numerice continue prin această interfață.

2.3 Definirea problemei de curgere pe fiecare subdomeniu

Pe suprafața de intrare în domeniul camerei spirale a turbinei Kaplan s-a impus un curent constant și normal pe suprafață. Modulul vitezei s-a calculat din condiția de debit corespunzătoare punctului de funcționare:

$$v_{inCS} = \frac{Q}{S_{inCS}} \quad (2.3)$$

unde S_{inCS} reprezintă aria suprafeței de la intrare în domeniul camerei spirale (de formă dreptunghiulară).

Pentru suprafața de ieșire din domeniul camerei spirale (care include coloanele statorice) care este o suprafață plană inelară (Figura 5.5, pagina 61, detaliul 16) s-a impus condiția de echilibru radial al presiunii:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{v_u^2}{r} \quad (2.4)$$

După cum se cunoaște din literatura de specialitate vitezele radiale sunt reduse în această regiune a turbinelor Kaplan în amonte de rotor așa încât ipotezele utilizării condiției de echilibru relativ al presiunii sunt satisfăcute.

După soluționarea curgerii în camera spirală și stator s-a intersectat domeniul cu o suprafață cilindrică ce conține axele de stivuire ale paletelor de aparat director. Pe această suprafață s-a calculat distribuția componentelor de viteză absolută funcție de înălțime și parametrii de turbulență mediați (pe întreaga suprafață) și s-au impus pe suprafața de intrare în domeniul aparatului director (vezi și Figura 5.6, pagina 62). Viteza radială a fost calculată pentru a satisface debitul corespunzător punctului de funcționare ales, iar viteza tangențială s-a calculat pentru o circulație constantă. Astfel:

$$(v_r 2\pi r B)_{aval\ stator} = (v_r 2\pi r B)_{in\ aparat\ director} \quad (2.5)$$

$$(v_u r)_{aval\ stator} = (v_u r)_{in\ aparat\ director} \quad (2.6)$$

Curgerea în domeniile 3D de aparat director și de rotor s-a soluționat iterativ cu ajutorul algoritmului interfeței de amestec prezentat în paragraful 2.4.

Pentru ieșirea din domeniul rotorului s-a utilizat aceeași condiție de echilibru radial al presiunii (relația 2.4). Acest fapt s-a datorat și prelungirii în aval a canalului 3D de rotor incluzând conul tubului de aspirație pentru a obține valori ale vitezei radiale neglijabile și astfel satisfacerea ipotezei condiției amintite.

După soluționarea curgerii în domeniile de aparat director și rotor, domeniul 3D de rotor a fost intersectat cu un plan orizontal situat la cota axială corespunzătoare suprafeței de intrare (care este un disc orizontal în capătul ogivei rotorului) în domeniul tubului de aspirație (vezi Figura 5.8, pagina 64). Pe acest disc s-au calculat distribuțiile radiale ale componentelor vitezei

absolute (mediate circumferențial) precum și parametrii de turbulență mediați pe întreaga suprafață (intensitatea turbulentă și lungimea de amestec) și s-au impus pe suprafața de intrare în domeniul tubului de aspirație.

La ieșirea din tubul de aspirație s-a impus condiția de presiune constantă. Pe suprafețele solide ale domeniilor de calcul ale turbinei Kaplan s-a impus anularea vitezei relative față de suprafața solidă datorită aderenței la perete.

Pe suprafețele periodice ale canalelor interpaletare de aparat director și de rotor (vezi și Figura 2.4) s-a impus periodicitatea presiunii și a vitezei:

$$p(r, \theta, z) = p(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z) \quad (2.7)$$

$$\vec{v}(r, \theta, z) = \vec{v}(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z) \quad (2.8)$$

unde n_p reprezintă numărul de palete ale aparatului director, respectiv al rotorului.

2.4 Cuplarea subdomeniilor de calcul. Algoritmul interfeței de amestec

Algoritmul interfeței de amestec a fost utilizat în cadrul prezentei lucrări atât la soluționarea curgerii ideale prin subdomeniile traseului hidraulic al turbinei, cât și la soluționarea curgerii turbulente. Din acest considerent, în continuare se va prezenta algoritmul pentru curgerea turbulentă care este acoperitor metodologic pentru curgerea ideală.

Suprafața de interfață dintre domeniile de aparat director și rotor este conică și cu generatoarea înclinată la 10° în plan meridian. Alegerea unei înclinări a suprafeței a fost aleasă pentru obținerea unei mai bune stabilități a algoritmului de *interfață de amestec*. Algoritmul prezintă stabilitate dacă prin interfață nu există recirculări ale curentului.

Algoritmul interfeței de amestec presupune soluționarea curgerii absolute staționare în domeniul de aparat director și medierea circumferențială a componentelor vitezei funcție de rază, precum și medierea energiei specifice cinetice turbulente κ și a disipației acesteia ϵ pentru suprafața de ieșire. Se calculează intensitatea turbulenței și lungimea de amestec cu:

$$Tu = 100 \sqrt{\frac{2\kappa}{3v_a^2}} [\%] \quad (2.9)$$

$$Le = 0.09^{3/4} \frac{\kappa^{3/2}}{\epsilon} [m] \quad (2.10)$$

La ieșire din domeniul de aparat director se utilizează distribuția radială a presiunii mediate circumferențial de pe suprafața de intrare în rotor. În cazul în care nu se dispune de aceasta se poate utiliza provizoriu condiția de echilibru radial al presiunii (cazul primei iterații).

După această etapă se trece la soluționarea curgerii în rotor cu distribuția vitezei absolute pe suprafața de intrare și cu echilibru radial de presiune la ieșire. După soluționarea calculului în rotor se mediază circumferențial presiunea statică la intrare în rotor funcție de rază și se impune pe ieșirea din aparatul director după care se reia calculul curgerii în domeniul aparatului director.

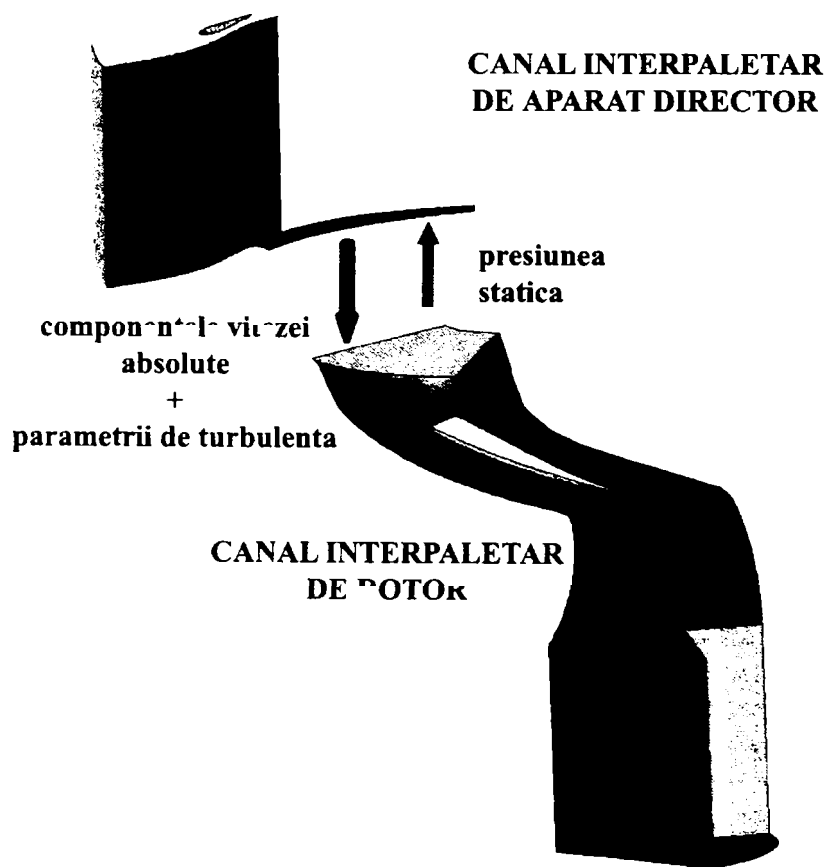


Figura 2.3. Schema algoritmului interfeței de amestec

Procedul este unul iterativ până când curentul se stabilizează pe interfața distribuitor-rotor și există un câmp continuu de viteză și presiune din domeniul de aparat director în cel rotoric.

Pentru reducerea semnificativă a timpului necesar intervențiilor din partea utilizatorului programului comercial *FLUENT* s-a recurs la dezvoltarea unor metode de dialog cu programul amintit pe baza unor fișiere de comenzi. Acestea sunt implementate în limbajul de programare *C/C++* [102][101] și sunt utilizate pe platforma *Korn shell* [93] sub sistemul de operare *Linux* [110]. Aceste fișiere de comenzi permit operații uzuale de schimbare a condițiilor la limită, de setare a acestora precum și alte operații uzuale specifice programelor de simulare numerică a curgerii (preprocesare, calcul și postprocesare).

La baza algoritmului interfeței de amestec stă alegerea pe distanța butuc-periferie a unui număr de n puncte (echidistante sau după o anumită lege aleasă a priori) și medierea circumferențială a presiunii statice și a componentelor vitezei absolute la aceste raze.

Pentru cazul prezentat în Figura 2.4 s-au ales un număr de 26 raze echidistante la care s-a făcut medierea. Din cele prezentate cu privire la profilele mediate și valorile efective ale acestora pe celulele de discretizare se poate concluziona că transpunerea profilelor de viteză s-a făcut cu bună acuratețe. De asemenea, pierderea de debit prin interfața distribuitor-rotor a fost de 0.6% în mare parte datorită erorilor componentei axiale a vitezei absolute la periferia distribuitorului (interfața de amestec la periferia rotorului este situată chiar aval de cotul traseului meridian ca în Figura 2.2, pagina 35). O modalitate de evitare a acestei situații este mărirea numărului de puncte în această regiune.

$$\Upsilon_{med} = \frac{\int \Upsilon r d\theta}{\int r d\theta} \quad (2.11)$$

Mai întâi se calculează curgerea absolută în distribuitorul turbinei, după care se mediază componentele vitezei absolute la ieșire din domeniul distribuitorului cu metoda descrisă mai sus și se impun pe suprafața de intrare în rotor. Se calculează curgerea relativă în rotor și se mediază presiunea statică pe suprafața de intrare în rotor care se impune ca și condiție de ieșire din distribuitor. Procedul se repetă iterativ până la stabilizarea curgerii în cele două domenii și pe interfața dintre acestea.

2.5 Utilizarea calculului paralel la soluționarea curgerii în domeniile de calcul

Pentru soluționarea curgerii în domeniile turbinei Kaplan autorul tezei a beneficiat de infrastructura hardware a Centrului Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe din cadrul Universității Politehnica din Timișoara. Aceste unități de calcul au fost legate în paralel cu ajutorul facilităților programului comercial *FLUENT* [36].

În Figura 2.5 este prezentată metodică de partiționare a camerei spirale a turbinei Kaplan în cazul utilizării a 5 noduri de calcul. Tehnica de partiționare a domeniului de analiză este *Metis* ce asigură minimizarea suprafeței de contact între partițiile domeniului. Acest fapt este foarte avantajos deoarece transferul de date între partiții este minim și prin urmare pierderea de timp pe interconectarea dintre partiții (rețeaua de unități de calcul) este minimă.

În Figura 2.6 este evidențiată modalitatea de eficientizare a calculului numeric al curgerii prin scăderea timpului de calcul pe câte o unitate de calcul (nod de rețea de calcul). Curbele de scalabilitate sunt date pentru camera spirală a turbinei, dar și pentru distribuitorul și rotorul turbinei. Ca și ordin de mărime între rețelele de discretizare ale acestor subdomenii se poate

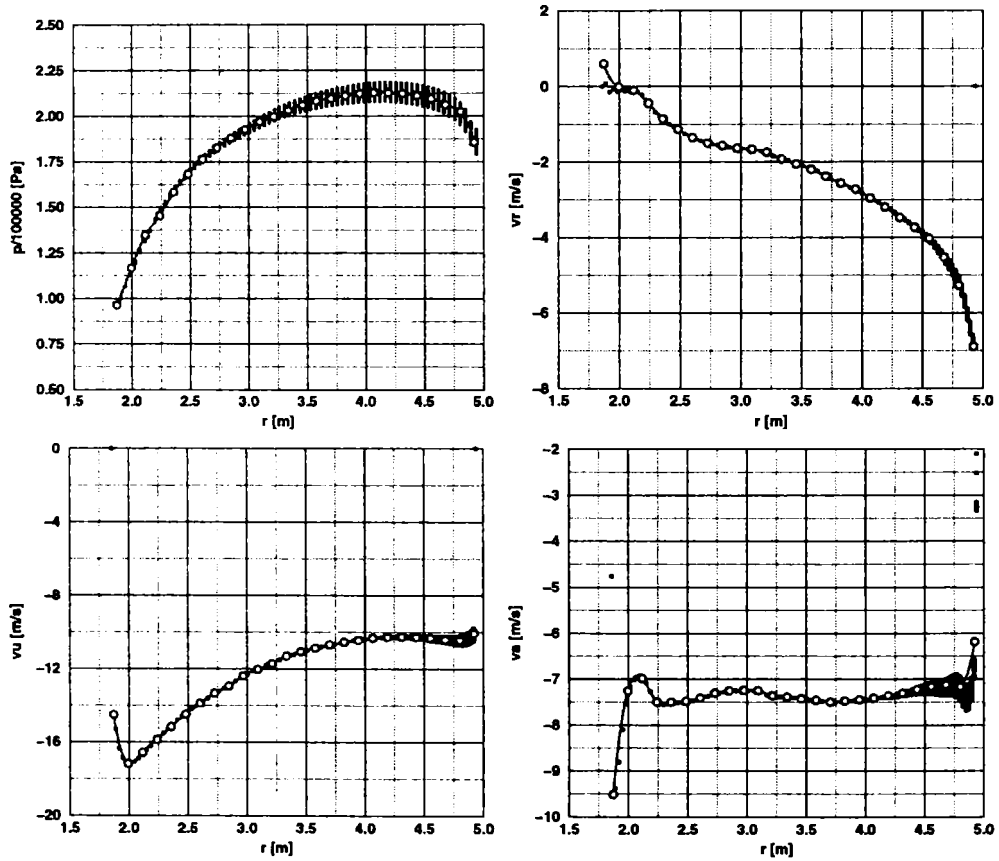


Figura 2.4: Medierea în direcție circumferențială a presiunii și componentelor vitezei absolute pentru calculul cuplat distributor-rotor



Figura 2.5: Partiționarea camerei spirale a turbinei Kaplan [97]

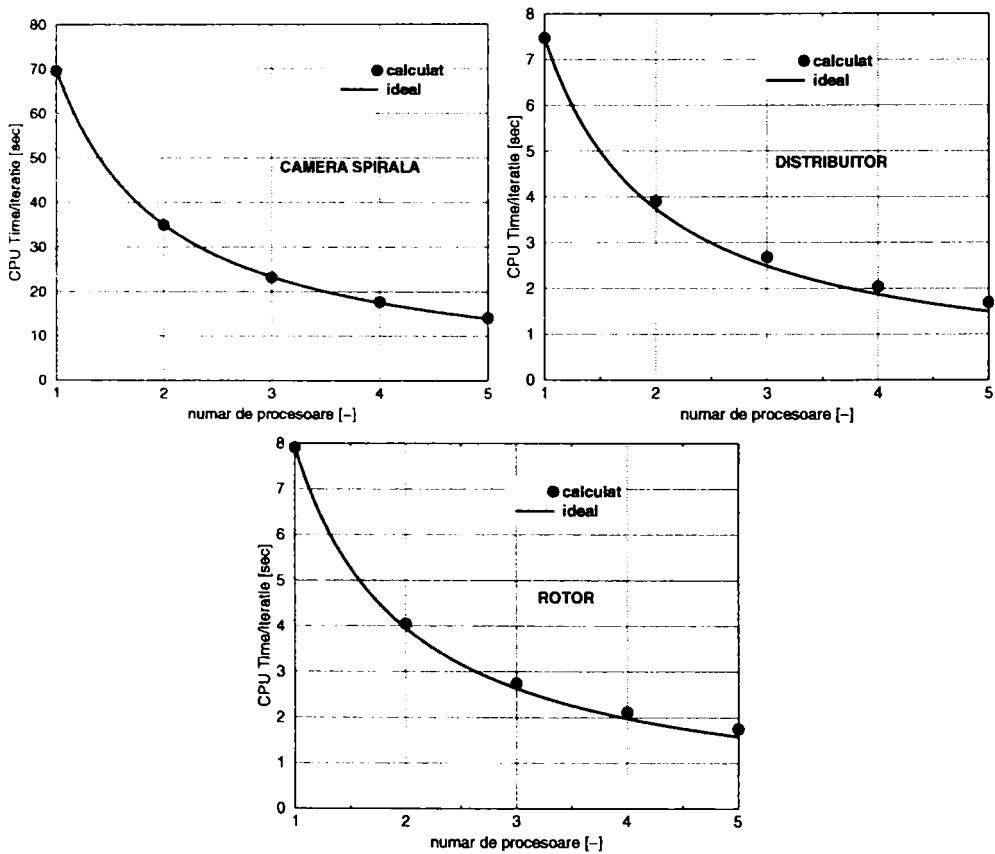


Figura 2.6: Curbele de scalabilitate a calculului paralel pentru simularea curgerii în camera spirală, distribuitorul și rotorul turbinei hidraulice Kaplan

aprecia ca rețelele de discretizare utilizate în acest caz pentru distribuitorul și rotorul turbinei sunt aproximativ egale numeric, iar rețeaua camerei spirale este de aproximativ 8 ori mai mare. Diferența între curba de scalabilitate ideală și valorile efectiv obținute în urma partiționării domeniului de analiză arată pierderea de timp pe interconexiunea dintre unitățile de calcul. Se observă cu ușurință că în cazul rețelelor de discretizare ale distribuitorului și rotorului pierderea de timp de transfer de date între nodurile de calcul (câmp de viteză, presiune etc.) este de ordinul a 1/10 din timpul total în timp ce pentru camera spirală această pierdere de timp este nesemnificativă. Mai mult, se poate observa în special la rețelele de discretizare ale distribuitorului și rotorului că pierderea de timp crește odată cu numărul de noduri de calcul utilizate (mai multe legături între nodurile de calcul).

2.6 Fluxul de energie specifică și erori ale schemei numerice utilizate

Distribuția fluxului energetic de-a lungul traseului hidraulic al turbinelor hidraulice prezintă importanță pentru identificarea regiunilor turbinei unde are loc transfer de energie către arborele turbinei, dar mai ales unde apar pierderi de energie datorită disipațiilor (studiate cu modele de turbulență cum se va arăta în capitolele următoare).

De mare importanță pentru calculul curgerii Euler este cuantificarea fluxului energetic pe subdomeniile traseului turbinelor pentru a calcula astfel erorile numerice care apar ca urmare a convergenței insuficiente a soluției numerice, erori datorate schemelor numerice de calcul (ordinul schemelor de discretizare a ecuațiilor de curgere), erori datorate imperfecțiunilor rețelelor de discretizare utilizate. Pentru a reduce aceste erori numerice s-a recurs la utilizarea schemelor de discretizare a ecuațiilor de curgere de ordin superior (ordinul 3) și s-au utilizat rețele de discretizare cu celule hexaedrice pentru toate subdomeniile de calcul al curgerii în turbină.

Fluxul de energie specifică printr-o secțiune transversală a circuitului hidraulic al turbinei este dat de relația 2.12 unde se mediază fluxul sumei presiunilor statică, de poziție și dinamică.

$$E_s = \frac{\iint_s \left(\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} \right) (\vec{v} \cdot \vec{n}) ds}{\iint_s (\vec{v} \cdot \vec{n}) ds} \quad (2.12)$$

2.7 Concluzii

Practica inginerească a calculului numeric al câmpurilor tridimensionale din turbomașinile hidraulice implică deseori utilizarea tehnicilor de descompunere a domeniului de analiză. Acest fapt este datorat necesarului de resurse de calcul semnificative în momentul soluționării curgerii 3D turbulente sau mai mult a curgerii bifazice cavitaționale în întregul domeniu de curgere din turbomașini, așa cum este cazul prezentei lucrări. Descompunerea 3D a traseului turbomașinilor necesită aplicarea de metode de cuplare hidrodinamică a subdomeniilor considerate. Algoritmii interfeței de amestec reprezintă una dintre cele mai des utilizate tehnici pentru cuplarea hidrodinamică (vezi paragraful 2.4). Această tehnică a redat erori scăzute relativ la timpul necesar de calcul și a fost testată pe turbomașinile hidraulice [34]. Pentru a putea însă utiliza uzual această tehnică este necesar totuși generarea unor algoritmi automatizați care să interfereze cu pachetele de calcul numeric cum ar fi *FLUENT*. În cadrul acestei teze s-a implementat o tehnică automatizată de mediere a câmpurilor hidrodinamice pe interfețele

dintre subdomeniile de analiză ce asigură continuitatea distribuției de moment hidraulic funcție de rază [86]. În Figura 2.7 se prezintă comparativ rezultatul acestei medieri și regresiile liniară pe porțiuni, pătratică suprapuse peste dispersia de puncte calculată 3D în *FLUENT*. Se poate concluși că medierea liniară pe porțiuni prezintă erorile cele mai reduse față de medierea momentului hidraulic pe porțiuni în momentul în care se dispune de un număr suficient de ridicat de puncte de calcul.

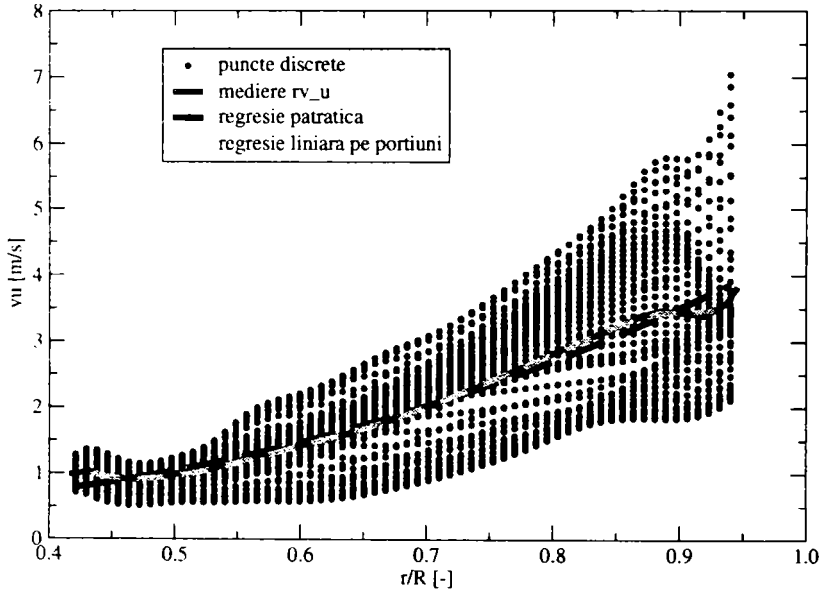


Figura 2.7: Medierea vitezei tangențiale la ieșire din paletajul rotoric

Capitolul 3

Ecuțiile care guvernează simularea curgerilor turbulente 3D în turbinele Kaplan

3.1 Ecuțiile ce guvernează curgerea turbulentă

Soluționarea curgerii turbulente s-a realizat cu ajutorul ecuației de continuitate și a ecuației de mișcare Navier-Stokes.

Ecuția de continuitate sub formă indicială pentru fluide incompresibile este de forma:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

pentru care u_i sunt componentele vitezei, iar x_i sunt direcțiile axelor sistemului Cartezian de coordonate.

Ecuția de mișcare Navier-Stokes sub formă indicială pentru mișcare nestaționară este de forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (3.2)$$

pentru care p este presiunea statică, ρ este densitatea lichidului (apă în cazul de față), g_i sunt componentele forței specifice gravitaționale, iar τ_{ij} este tensorul tensiunilor de forma:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (3.3)$$

unde μ este vâscozitatea moleculară, iar al doilea termen din partea dreaptă este efectul dilatației volumice.

3.2 Descrierea modelului de turbulență utilizat

Curgerile turbulente se caracterizează prin fluctuarea câmpurilor primare scalare și vectoriale care intervin în modelarea numerică a curgerii fluidelor: presiune, viteză, κ , ϵ . Deoarece aceste

fluctuații apar cu precădere la scară redusă și prezintă frecvențe ridicate, efortul computațional de calcul al curgerii directe pentru practica inginerescă este mult prea costisitor. Mai mult, ecuațiile ce guvernează curgerea pot fi mediate temporal pentru a înlătura efectul scăzii reduse a turbulenței, ajungându-se astfel la un set de ecuații care sunt mai puțin costisitoare de soluționat numeric. Totuși, aceste ecuații conțin necunoscute secundare ale căror valori trebuie identificate în utilizarea modelelor de turbulență.

Modelele de turbulență sunt cu una, două sau mai multe ecuații suplimentare și anume:

- cu o ecuație suplimentară: modelul Spalart-Allmaras.
- cu două ecuații suplimentare: modelul $\kappa - \epsilon$ (standard, RNG, realizabil), modelul $\kappa - \omega$ (standard, SST)
- cu mai multe ecuații suplimentare: modelul RSM (*Reynolds Stress Model*).

Se știe din literatura de specialitate că pe plan mondial încă nu există un model de turbulență care să fie potrivit pentru toate fenomenele de curgere. La alegerea unui anumit model de turbulență intervin mai mulți factori: fizica fenomenului de curgere, practica numerică și/sau experimentală pentru o anumită clasă de fenomene fizice, nivelul de acuratețe necesar, resursele computaționale disponibile și timpul dorit pentru atingerea unui anumit nivel al convergenței soluției numerice.

Curgerea 3D turbulentă a fost soluționată cu ajutorul modelului $\kappa - \epsilon$.

Pentru domeniul camerei spirale și al coloanelor statorice, precum și pentru domeniile de aparat director și rotor s-a utilizat ca soluție numerică inițială curgerea utilizând modelul de turbulență $\kappa - \epsilon$ standard staționar. Acest model este unul semi-empiric și se bazează pe ecuațiile de transport ale energiei cinetice turbulente κ și ratei de disipație a acesteia ϵ . În cadrul formulării matematice a acestui model s-a considerat că fluidul de lucru este complet turbulent, iar efectul vâscozității moleculare este neglijabil.

Ecuația de transport pentru energia cinetică turbulentă κ este de forma:

$$\rho \frac{D\kappa}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] + G_\kappa - \rho\epsilon \quad (3.4)$$

Ecuația de transport a disipației ϵ este:

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{\kappa} G_\kappa - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} \quad (3.5)$$

În ecuațiile 3.4 și 3.5 G_κ reprezintă generarea energiei cinetice turbulente datorată gradientului vitezei medii definit din ecuația de transport exactă a energiei cinetice turbulente κ :

$$G_\kappa = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.6)$$

unde cu ajutorul ipotezei lui Boussinesq:

$$G_\kappa = \mu_t S^2 \quad (3.7)$$

pentru care S este media tensorului tensiunilor:

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.8)$$

cu tensiunile de forma:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.9)$$

Vâscozitatea turbulentă μ_t este calculată din:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (3.10)$$

unde constantele au următoarele valori:

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_\kappa = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3 \quad (3.11)$$

Pentru domeniul tubului de aspirație s-a utilizat **modelul $\kappa - \epsilon$ RNG nestăționar**.

Ecuția de transport pentru energia cinetică turbulentă în acest caz este:

$$\rho \frac{D\kappa}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_\kappa \mu_{eff} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right) + G_\kappa - \rho \epsilon \quad (3.12)$$

Ecuția de transport pentru disipația energiei cinetice turbulente va fi:

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{\kappa} G_\kappa - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} - R \quad (3.13)$$

Procedura de eliminare a scării lungimilor se face cu ajutorul:

$$d \left(\frac{\rho^2 \kappa}{\sqrt{\epsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{\nu}}{\sqrt{\hat{\nu}^3 - 1 + C_\nu}} \quad (3.14)$$

unde s-au utilizat următoarele valori:

$$\hat{\nu} = \frac{\mu_{eff}}{\mu}, \quad C_\nu \approx 100 \quad (3.15)$$

În cadrul acestui model, constanta $C_\mu = 0.0845$ în ecuația 3.10.

Datorită faptului că turbulența este afectată de curgerea medie cu vârtej, vâscozitatea turbulentă a fost ajustată cu o relație de forma:

$$\mu_t = \mu_{t0} f \left(\alpha_s, \Omega, \frac{\kappa}{\epsilon} \right) \quad (3.16)$$

unde μ_{t0} este valoarea vâscozității turbulente calculate cu relația 3.10, Ω este un număr caracteristic de vârtej evaluat de către *FLUENT* [36], iar α_s este o constantă de vârtej ce ține seama de intensitatea vârtejurii. Numerele Prandtl $\sigma_\kappa, \sigma_\epsilon$ sunt calculate din:

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_o - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_o + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (3.17)$$

unde $\alpha_o = 1.0$, iar $\alpha_\kappa = \alpha_\epsilon \approx 1.393$.

Principala diferență între modelul $\kappa - \epsilon$ *RNG* utilizat pentru domeniul tubului de aspirație și modelul standard $\kappa - \epsilon$ este dată de termenul R din ecuația 3.13:

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_o) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{\kappa} \quad (3.18)$$

unde $\eta = S\kappa/\epsilon, \eta_o = 4.38, \beta = 0.012$. Constantele din ecuația 3.13 sunt:

$$C_{1\epsilon} = 1.42, \quad C_{2\epsilon} = 1.68 \quad (3.19)$$

3.3 Funcții de perete utilizate în cadrul calculului

În cazul simulării turbulente curgerea în vecinătatea pereților solizi a fost soluționată utilizând o singură lege de perete [95] pentru întreaga zonă de strat limită: stratul laminar, zona de tranziție și zona turbulentă [13]:

$$u^+ = e^{\Gamma} u_{lam}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} u_{turb}^+ \quad (3.20)$$

unde funcția Γ este dată de:

$$\Gamma = -\frac{a(y^+)^4}{1 + by^+} \quad (3.21)$$

pentru care constantele vor fi date de:

$$c = \exp\left(\frac{E}{E''} - 1.0\right), a = 0.01c, b = \frac{5}{c} \quad (3.22)$$

Derivata $\frac{du^+}{dy^+}$ va fi definită prin:

$$\frac{du^+}{dy^+} = e^{\Gamma} \frac{du_{lam}^+}{dy^+} + e^{\frac{1}{\Gamma}} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (3.23)$$

În acest fel legea de perete poate lua în calcul și influența gradientilor de presiune. Totodată comportarea asimptotică pentru diferite valori ale y^+ este corect reprezentată, precum și profilele de viteză în regiunile în care $3 < y^+ < 10$.

Capitolul 4

Ecuatiile ce guvernează simularea curgerilor bifazice cavitaționale

4.1 Detalierea ecuațiilor de curgere bifazică cavitațională

Ecuția de continuitate pentru amestecul bifazic este de forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (4.1)$$

unde \vec{v}_m este viteza mediată masic astfel:

$$\vec{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{v}_k}{\rho_m} \quad (4.2)$$

iar ρ_m este densitatea amestecului cu α_k considerată ca fiind fracția volumică a fazei k :

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \quad (4.3)$$

Ecuția de impuls a amestecului este obținută prin însumarea ecuațiilor de impuls individuale ale tuturor fazelor și este de forma:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = & -\nabla p + \\ + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)] + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{v}_{dr,k} \vec{v}_{dr,k} \right) \end{aligned} \quad (4.4)$$

unde n este numărul total de faze (în cazul acestei lucrări fiind două faze: lichid și vapori), \vec{F} este forța corporală și μ_m este vâscozitatea amestecului:

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n \alpha_k \mu_k \quad (4.5)$$

iar $\vec{v}_{dr,k}$ este viteza de alunecare pentru faza secundară k :

$$\vec{v}_{dr,k} = \vec{v}_k - \vec{v}_m \quad (4.6)$$

4.2 Modelul de amestec bifazic lichid-vapori. Modelarea transferului masic interfazic

Modelul de cavitație implementat în codul comercial FLUENT versiunea 6 [36] este o extindere a modelului volumului de fluid pentru a include și transferul de masă între fazele de apă și vapori. Acest model poate calcula incipiența cavitațională și cavitația atașată/dezvoltată, însă nu poate soluționa colapsul bulelor de cavitație.

Printre restricțiile modelului de cavitație utilizat sunt următoarele:

- doar două faze pot fi modelate în același moment;
- toate volumele de control din rețeaua de discretizare trebuie să fie umplute cu câte o singură fază sau o combinație între faze;
- soluționarea curgerii utilizând *Large Eddy Simulation* nu este posibilă simultan cu utilizarea modelului de cavitație.

Printre diferențele notabile ale modelului de cavitație comparativ cu metoda volumului de fluid se amintesc:

- modelul de cavitație nu presupune existența unei interfețe între fazele utilizate (apă și vapori). Cu alte cuvinte fracțiile volumice pot lua orice valoare între 0-1 funcție de volumul geometric ocupat de fiecare din aceste faze;
- modelul de cavitație permite transferul de masă între faze, permițând formarea vaporilor din lichid (lichidul este considerat ca fiind prima fază, faza principală).

Ecuația de continuitate pentru faza secundară, p , este baza ecuației fracției volumice:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_p) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\alpha_p u_j) = \frac{1}{\rho_p} \left(\dot{m}_{pq} - \frac{d\rho}{dt} \right) \quad (4.7)$$

unde \dot{m}_{pq} reprezintă transferul masic al unității de volum între faza primară q și faza secundară p de vapori, iar $\frac{d}{dt}$ este derivata temporală materială. Frația volumică a fazei primare se va calcula din următoarea constrângere:

$$\alpha_q + \alpha_p = 1 \quad (4.8)$$

Ecuația de corecție a presiunii se bazează pe ecuația de continuitate a amestecului, iar ecuația de moment este similară cu ecuațiile clasice ale tehnicii volumului de fluid.

Deoarece bulele de cavitație se formează în interiorul lichidului la temperaturi joase, curgerea cavitațională s-a presupus isotermică, neglijând căldura latentă de vaporizare. Presiunea din interiorul bulelor rămâne aproximativ constantă în aceste condiții, iar modificarea razei bulei poate fi aproximată printr-o ecuație Rayleigh simplificată:

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_q}} \quad (4.9)$$

unde p_v este presiunea de vaporizare, iar ρ_q este densitatea lichidului. Masa specifică totală de vapori poate fi scrisă în următoarea formă:

$$m_p = \rho_p \frac{4}{3} \pi R^3 n \quad (4.10)$$

unde n este numărul de bule din unitatea de volum. Rata de formare a vaporilor poate fi scrisă sub forma:

$$\dot{m}_p = \frac{dm_p}{dt} = \frac{3\rho_p\alpha_p}{R} \frac{dR}{dt} \quad (4.11)$$

Combinând ecuația 4.9 cu ecuația 4.11 se obține următoarea formă a ecuației de transfer masic specific între faze datorită cavitației:

$$\dot{m}_{pq} = \frac{3\rho_p\alpha_p}{R} \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_q}} \quad (4.12)$$

unde raza bulei R este calculată din:

$$R = \sqrt[3]{\frac{\alpha_p}{\frac{4}{3}\pi n}} \quad (4.13)$$

4.3 Validarea modelului bifazic cavitațional

Pentru validarea modelului de curgere cavitațională bifazică s-a utilizat experimentul pe cavitator cu cap semisferic în incidență axială a curentului prezentat în [99]. Aceste rezultate au fost utilizate pe larg în literatura de specialitate pentru validarea modelului bifazic de curgere soluționată cu ajutorul modelelor numerice [106, 121, 111, 18].

Comparația între experiment și soluționarea curgerii cu ajutorul programului de calcul *FLU-ENT* este prezentată în Figura 4.2. Distribuția coeficientului de presiune în regim fără cavitație calculată numeric este în perfectă concordanță cu experimentul fizic. Presiunea scade până la coordonata curbilinie adimensională de $\frac{s}{D} = 0.07 = \frac{D}{2}$ ca urmare a accelerării curentului pe capul semisferic al cavitatorului. În cazul apariției cavitației presiunea prezintă un palier în vecinătatea presiunii vaporilor saturați, caz în care coeficientul de presiune ia valoarea de ≈ -0.3 ca în Figura 4.2. Creșterea presiunii aval de caverna de cavitație se datorează jetului advers care deseori amorsează desprinderea cavernei de cavitație.

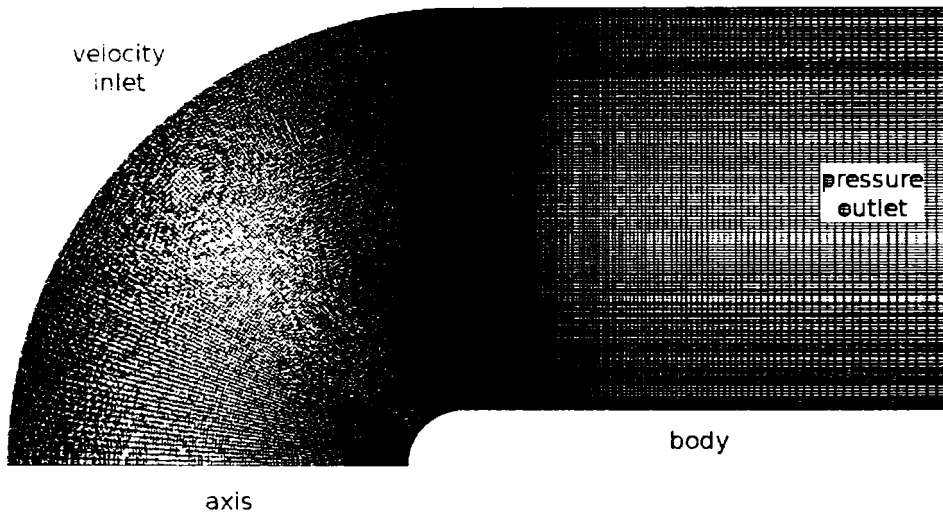


Figura 4.1: Discretizarea domeniului de analiză 2D axial-simetric și condițiile la limită utilizate pentru cavitatorul semisferic [99]

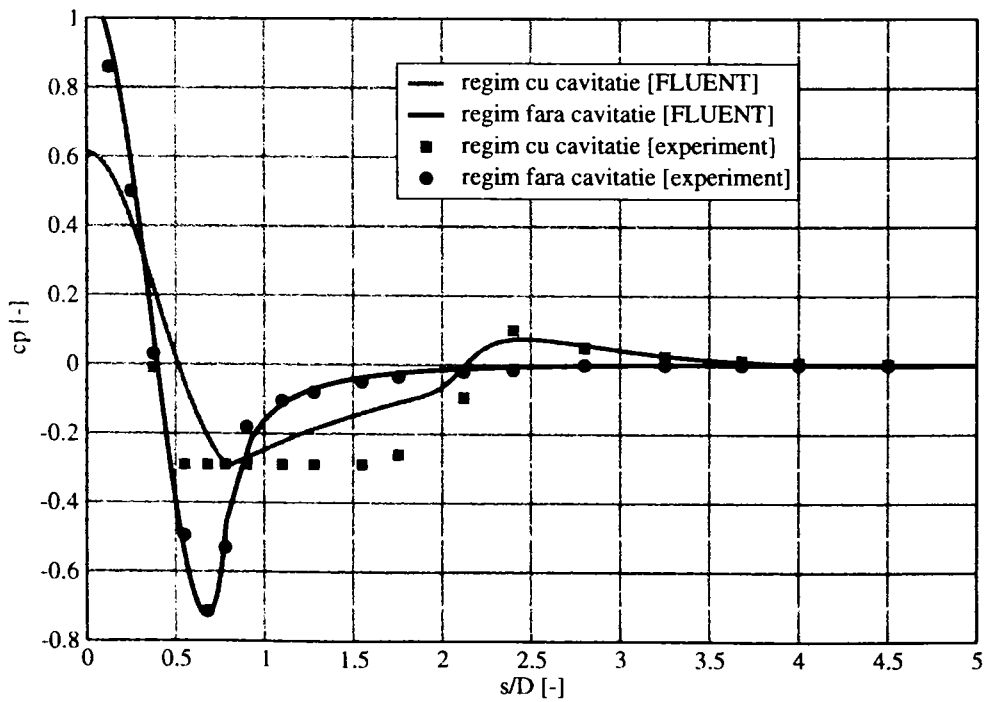


Figura 4.2: Validarea modelului numeric de curgere cavitațională bifazică ($\sigma = 0.3$) pe cavitator semisferic [99]

Capitolul 5

Aplicarea metodelor numerice în calculul curgerii din turbina Kaplan de la Porțile de Fier I

5.1 Parametrii generali ai turbinelor Kaplan inițiale de la Porțile de Fier I

Turbinele Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I au fost studiate amănunțit de către colective de cercetare din România și Serbia și o parte din rezultatele acestor investigații sunt cuprinse în lucrările [39][52][40][27][53].

Centrala hidroelectrică Porțile de Fier I de pe Dunăre cuprinde 12 turbine Kaplan verticale cu următorii parametri de funcționare:

- puterea nominală a turbinei - 178 MW
- diametrul rotorului - 9500 mm
- turația nominală a rotorului - 71.43 rpm
- debitul instalat - 715 m³/s
- căderea netă maximă - 35.46 m
- căderea netă de proiectare - 29.95 m
- căderea netă minimă - 17.5 m

Turbinele pentru partea sârbească a centralei au fost realizate de către firma LMZ din Saint Petersburg, Rusia. Pentru partea română, 3 turbine au fost realizate de către LMZ, iar alte 3 de către UCM Reșița pe baza documentației tehnice rusești.

Construcția hidrocentralei a început în anul 1964, prima unitate a fost instalată în 1970, iar până în anul 1972 toate cele 12 grupuri erau puse în funcționare. De la instalare și până la sfârșitul anului 1993 s-au produs 253000 GWh în Porțile de Fier I cu o medie de 156000 ore de funcționare.

Rotorul turbinelor este compus din 6 palete de oțel inoxidabil cu 13% Cr și 1% Ni. Camera rotorului este confecționată dintr-o structură sudată și cu un strat de 5 mm grosime pe partea udată de material anticoroziv. Distribuitorul este compus din 32 palete de aparat director și 12 coloane statorice (inclusiv pintenul camerei spirale). Paletele de aparat director sunt rotite cu un inel de reglare acționat de două servomotoare axiale.

Pentru a proteja turbina de a intra în ambalare, s-a prevăzut un distribuitor de avarie în sistemul de rețele de alimentare cu ulei al servomotoarelor aparatului director. Aceasta deconectează generatorul turbinei și închide automat aparatul director. De asemenea și sistemul de țevi pentru rotor a fost prevăzut cu un distribuitor de avarie. În momentul ambalării, când apar și presiuni foarte ridicate în servomotoare, se deconectează astfel generatorul turbinei și se eliberează camerele servomotoarelor, așa încât paletele se vor putea roti libere sub influența momentului hidraulic.

Funcționarea turbinelor Kaplan de la amenajarea Porțile de Fier I s-a făcut în mai multe etape:

- A - exploatare temporară din timpul construcției și instalării primei unități între 1970-1971 cu un nivel scăzut amonte de 52,5 m deasupra mării Adriatice (maAS). În timpul acestei perioade, căderea turbinei a variat între 10 – 17,5 m
- B - între 1971-1977 cu un nivel al apei în amonte de 68 maAS
- C - între 1977-1985 cu nivelul de 69,5 maAS în amonte. În timpul acestei perioade s-au înregistrat cele mai mari valori pentru căderea turbinei
- D - între 1985-1987 cu un nivel amonte egal valoric cu cel din proiectare, dar cu căderi reduse ale turbinei datorită începerii punerii în funcțiune a hidrocentralei Porțile de Fier II
- E - după 1987 până în prezent când nivelul amonte a fost de 70,3 maAS. În acest timp, căderea turbinei a urcat cu până la 2,5 m

În prezent, nivelul amonte a mai crescut până la 70,9 maAS (faza F) așa încât căderea a crescut cu până la 2 m. Nivelul de referință pentru acumulațiile din amonte de hidrocentrală este considerat nivelul apei de la locul de vărsare al râului Nera în Dunăre, adică 132 km amonte de centrala Porțile de Fier I.

După construcția hidrocentralei Porțile de Fier II în aval, la funcționarea tranzitorie a hidrocentralei Porțile de Fier I (debitul era limitat inferior de debitul de navigație de 2000 m³/s) s-a prevăzut un nivel aval de 38,5 maAS corelat cu condițiile de navigație prin Porțile de Fier II. Acest fapt a crescut posibilitățile de funcționare tranzitorie a hidrocentralei Pdf I, așa încât ponderea energiei din regimuri variabile a crescut de la 40% la 80%.

Indicatorii care definesc modul de exploatare al grupurilor din centrală sunt:

- E_U - energia electrică generată anual pe unitate
- P_{AV} - puterea medie anuală pe unitate
- T_{NW} - timpul de funcționare în rețea al grupurilor pe un an
- $k_u = \frac{T_{NW}}{8760} \times 100$ [%] - coeficientul de funcționare a turbinei
- z_{st} - numărul de opriri într-un an ale unităților

Tabelul 5.1: Funcționarea turbinelor Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I

Faza funcționării	Perioada (ani)	E_U [GWh]	P_{AV} [MW]	T_{NW} [ore]	k_U [%]	z_{st}
A	1970-1971	650	90	6400	73,0	60
B	1972-1977	900	127	7200	82,3	78
C	1978-1984	1060	140	7560	86,3	67
D	1985-1987	980	144	6840	78,1	148
E	1988-1993	850	136	6230	71,1	245

Din Tabelul 5.1 se observă că, până la punerea în operare a hidrocentralei Porțile de Fier II în aval, puterea medie și coeficientul de funcționare au crescut constant datorită creșterii nivelului apei amonte. După apariția hidrocentralei PdF II funcționarea PdF I este caracterizată printr-o scădere a coeficientului de funcționare împreună cu o creștere a puterii medii și a numărului de opriri.

Perioada de revizii a grupurilor hidrocentralei poate fi monitorizată prin următorii indicatori:

- $k_A = 100 - k_{PM} - k_{UA} = 100 - k_M$ [%] - disponibilitatea anuală pe unitate
- $k_M = k_{PM} + k_{UA}$ [%] - coeficientul de mentenanță pe unitate
- $k_{PM} = \frac{T_{PM}}{8760} \times 100$ [%] - coeficientul de mentenanță planificat pe unitate unde T_{PM} este timpul de mentenanță planificat
- $k_{UA} = \frac{T_{UA}}{8760} \times 100$ [%] - coeficientul de indisponibilitate sau de nefuncționare din cauza defectării, unde T_{UA} este timpul de nefuncționare

Tabelul 5.2: Mentenanța turbinelor Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I

Perioada (ani)	k_A [%]	k_M [%]	k_{PM} [%]	k_{UA} [%]
1970-1971	73,0	17,0	14,4	2,63
1972-1973	86,5	13,5	12,1	1,42
1974-1981	94,8	5,2	5,1	0,1
1982-1993	91,1	8,1	8,1	0,02

În prima perioadă de mentenanță, au fost refăcute zonele cu distrugere cavitațională din apropierea butucului și a muchiilor de capăt, distrugerii generate în urma cavitației de rost. De asemenea s-au polizat muchiile de ieșire ale paletelor rotorice. Perioada între 1974-1981 este caracterizată prin printr-un coeficient ridicat de disponibilitate, iar după 1982 reparațiile au fost mai multe datorită fisurilor în statorul turbinei și pentru refacerea stratului anti-coroziv din traseul turbinei. Până la punerea în funcțiune a centralei PdF II în aval, au fost semnalate fisuri cavitaționale pe extradadosul paletelor rotorice. Zonele cu fisuri mari au fost acoperite cu sudură, iar zonele cu fisuri relativ reduse au fost rectificat. Pe două palete rotorice din 6

grupuri au fost observate fisuri adânci și au fost reparate cu sudură cu electrozi austenitici fără preîncălzire. În anul 1983 s-au semnalat fisuri la îmbinarea paletei de aparat director cu inelele superior/inferior, iar după repararea acestora prin sudură nu s-au mai observat ulterior în această regiune.

În timpul primilor ani de funcționare s-a observat că la deschideri mari ale aparatului director, conform cu datele de proiectare, s-a obținut puteri electrice mai mari. Mai mult, testele făcute pe generatorul electric au confirmat faptul că se poate spori puterea prin acesta. Pe baza acestor studii LMZ a schimbat parametrii nominali de funcționare ai turbinelor la:

- putere nominală 194 MW
- debit instalat $800 \text{ m}^3/\text{s}$

În conformitate cu condițiile inițiale de funcționare, căderea netă maximă a fost redusă la 30 m, iar înălțimea de aspirație a fost diminuată cu 2,7 m (adică nivelul aval a crescut peste cota de referință a rotorului cu încă 2,7 m). Aceste modificări în funcționarea turbinelor de la Porțile de Fier I au înnoit considerațiile cu privire la posibilitățile de creștere a puterii instalate, posibilități luate în considerare la retehnologizarea turbinelor.

Conform unor teste făcute pe grupurile de la PdF I în anul 1990 s-a constatat că se poate crește puterea turbinelor la 204 MW și debitul la $840 \text{ m}^3/\text{s}$ fără reconstrucții adiționale sau modificări în turația rotorului. Creșterea puterii turbinelor este de asemenea posibilă până la 214 MW cu un debit de $880 \text{ m}^3/\text{s}$, dar în acest caz este nevoie de câteva reconstrucții și o modificare a diametrului rotorului până la 9750 mm (caz rămas la faza de studiu unde s-au arătat implicațiile costisitoare din punct de vedere tehnico-economic).

5.2 Geometria traseului hidraulic al turbinei Kaplan de la Porțile de Fier I

O detaliere a modalității de descompunere geometrice a traseului turbinei Kaplan este prezentată în paragraful 2.2 al prezentei lucrări.

Camera spirală a turbinei Kaplan este de secțiune poligonală, redată printr-un număr de 14 secțiuni echidistante la câte 15° . Unghiul de înfășurare al camerei spirale este de $\theta = 225^\circ$. Statorul turbinei Kaplan este format dintr-un număr de 11 coloane numerotate cu 2–12 în sens orar (coloana cu numărul 1 este considerată ca fiind pintenul camerei spirale). Instalarea coloanelor statorice din Figura 5.1 este redată în Tabelul 5.3.

Tabelul 5.3: Unghiurile de așezare ale coloanelor statorice pentru turbina Kaplan

Numărul coloanei de stator	Unghiul de așezare
2+3	43°
4	56°
5–12	62°

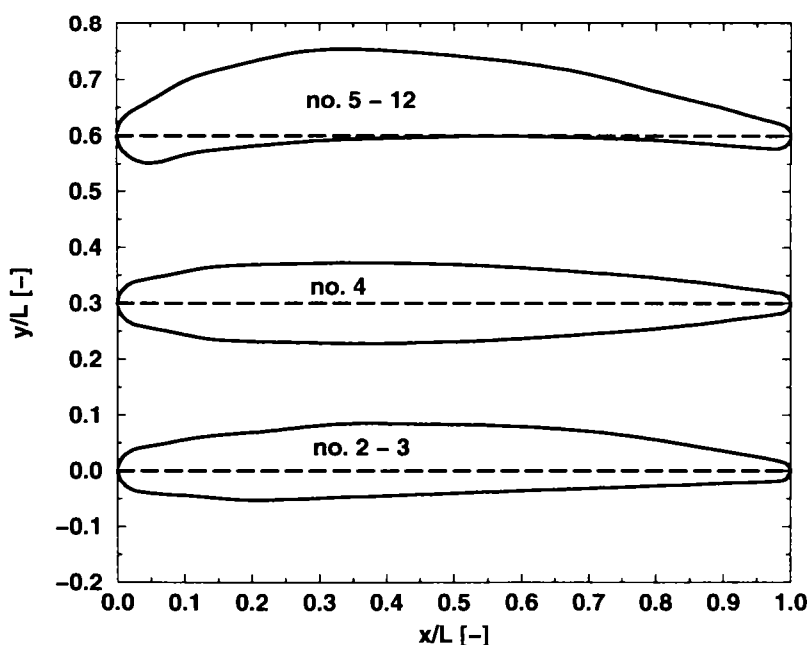


Figura 5.1: Profilele hidrodinamice utilizate pentru coloanele statorice ale turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I

Aparatul director al turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I este compus dintr-un număr de 32 palete simetrice standard. Axele de rotație ale paletelor sunt așezate pe un diametru de $D_o = 11m$.

Corelația dintre deschiderea a_o a aparatului director și deschiderea unghiulară a acestuia este redată în relația 5.1 utilizând valorile redade în [85] la care s-a aplicat o regresie polinomială ce asigură un unghi $\alpha = 0^\circ$ pentru deschidere $a_o = 0$. Deschiderea unghiulară a_o este măsurată de la poziția complet închisă a distribuitorului. Deschiderea unghiulară δ măsurată între coarda paletelor directoare și tangenta la cercul de stivuire a axelor de rotație ale distribuitorului (cercul de diametru D_o) are valoarea $\delta = 7.065^\circ$.

$$a_o = (1.515\alpha - 0.00117\alpha^2 - 0.00000194\alpha^3 - 0.00000181\alpha^4 + 0.000000123\alpha^5) \frac{D_o}{1000} \quad (5.1)$$

Profilul paletelor de aparat director este redat adimensional în Figura 5.2, iar modul de așezare al paletelor directoare este redat în Figura 5.6. Rotorul turbinei Kaplan de la amenajarea Porțile

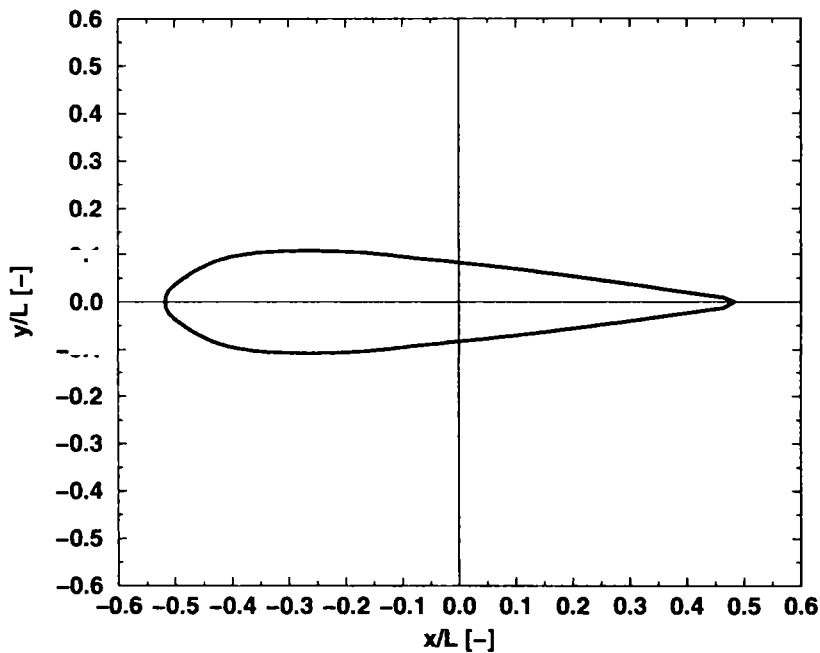


Figura 5.2: Profilele hidrodinamice simetrice standard alese pentru aparatul director al turbinei Kaplan de la amenajarea Porțile de Fier I

de Fier I conține un număr de $z_r = 6$ palete și a fost redat printr-un număr de 6 secțiuni ale căror elemente caracteristice sunt redade în Tabelul 5.4 în care unghiul β_s este măsurat între frontul rețelei plane de profile și coarda profilului (Figura 5.3), iar mărimile x_d/L , x_f/L , x_c/L , y_c/L sunt măsurate de la originea sistemului de coordonate pentru profilul hidrodinamic așezat pe orizontală, origine presupusă în bordul de atac al profilului (bordul de atac are coordonatele $LE(0,0)$).

Elementele geometrice utilizate în Tabelul 5.4 și Figura 5.3 sunt după cum urmează:

- i. R – raza cilindrului pe care este dispusă rețeaua de profile;
- ii. β_s – unghiul de instalare al profilelor în rețea;

- iii. L – lungimea corzii profilelor;
- iv. $t = \frac{2\pi R}{z_r}$ – pasul rețelei;
- v. x_d/L – poziția relativă a grosimii maxime a profilului;
- vi. d/L – grosimea maximă relativă a profilului hidrodinamic. În acest caz, grosimea profilului este calculată ca fiind distanța pe verticală între curba de extrados și curba de intrados ale profilului;
- vii. x_f/L – poziția relativă a săgeții maxime a profilului hidrodinamic;
- viii. f/L – săgeata relativă maximă a profilului, adică distanța maximă între coarda profilului și curba de schelet a acestuia;
- ix. x_c/L , y_c/L – poziția relativă a axei de stivuire a profilelor hidrodinamice.

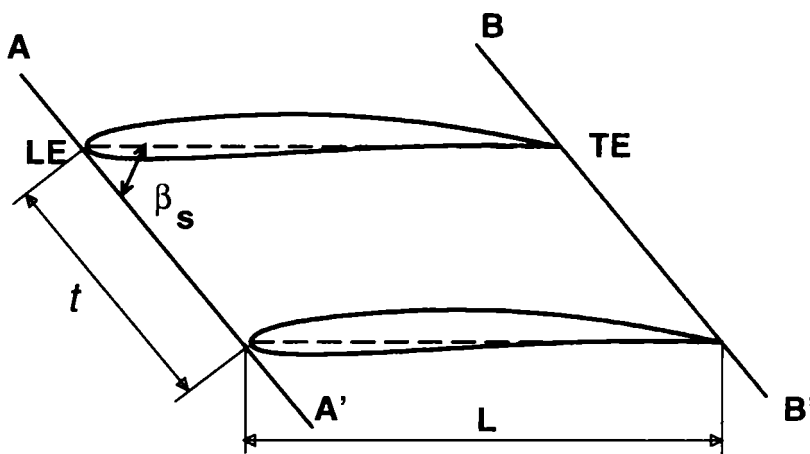


Figura 5.3: Elementele geometrice ale unei rețele de profile

Tabelul 5.4: Elementele geometrice ale paletii rotorice din turbinele Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I

Nr. rază	Raza r [mm]	β_s [°]	L [mm]	x_d/L [%]	d/L [%]	x_f/L [%]	f/L [%]	x_c/L [%]	y_c/L [%]
1	4645.5	16.03	5599.1	25.65	2.21	54.11	1.33	34.2	1.15
2	4130.6	17.79	5305.6	27.05	3.43	53.51	1.48	37.7	1.08
3	3613.8	20.10	4943.2	27.45	4.98	55.51	1.66	40.7	1.10
4	3098.9	23.36	4474.5	28.06	6.78	59.52	2.13	42.8	1.43
5	2582.1	28.20	3927.5	30.06	9.21	55.51	3.22	44.1	2.36
6	2375.0	30.48	3720.8	30.86	10.25	55.31	3.57	44.8	2.67

Tubul de aspirație al turbinelor Kaplan de la amenajarea Porțile de Fier I este reprezentat în Figura 5.8.

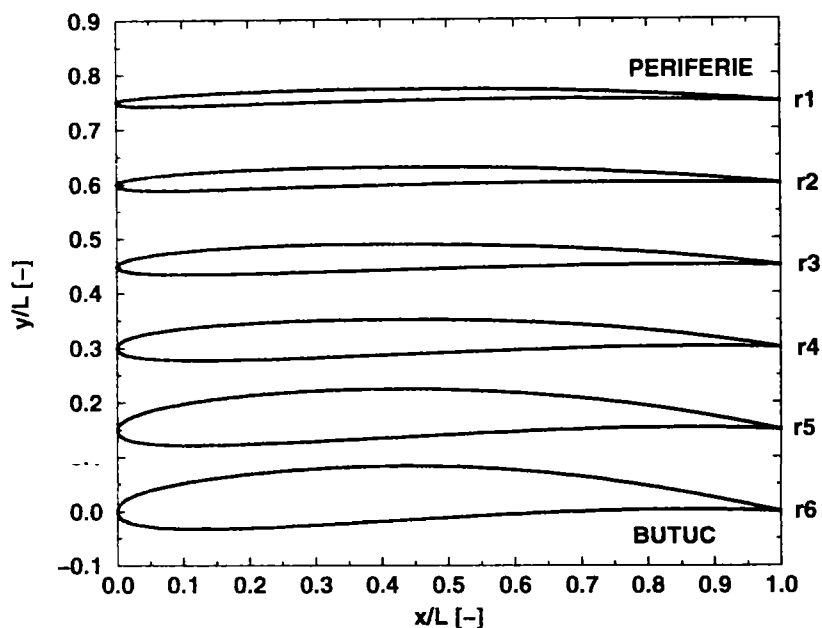


Figura 5.4: Profilele hidrodinamice utilizate pentru rotorul turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I

5.3 Discretizarea domeniilor de analiză

Pentru discretizarea tuturor subdomeniilor de analiză s-au utilizat celule prismatice cu 6 fețe. Cu acestea s-au obținut rețelele structurate ale camerei spirale+statorului, canalelor periodice ale aparatului director și rotorului, precum și tubul de aspirație ale turbinei.

La alegerea acestor celule de discretizare pentru rețelele subdomeniilor de calcul al curgerii s-a ținut seamă de faptul că prin aceasta se obțin rezultate de o calitate superioară comparativ cu celulele piramidale (4 fețe) și numărul total de celule de discretizare este mai redus (aproximativ la o treime) pentru o anumită geometrie impusă.

Rețeaua de discretizare pentru fiecare din domeniile de calcul ale turbinei a fost realizată cu îndesiri ale acesteia în zonele în care se știe din literatura turbomașinilor hidraulice că apar gradienti ridicai ai mărimilor hidrodinamice: presiune, viteză, turbulență etc. Astfel s-a utilizat un număr sporit de celule de discretizare în apropierea suprafețelor solide ale coloanelor statorice, ale paletelor de aparat director și rotor, suprafețe care sunt de primă importanță pentru surprinderea cu acuratețe a transferului energetic. De asemenea, s-a recurs la îndesirea rețelei de discretizare în apropierea pereților canalului interpaletar de aparat director - inelele superior și inferior ale distribuitorului - pentru a avea o cât mai precisă soluție numerică a câmpului hidrodinamic din regiunea de curbură a traseului meridian dinspre distribuitor spre rotor.

Toate aceste îndesiri ale rețelelor de discretizare sunt realizate pe rețelele inițiale redată în Tabelul 5.9 și sunt realizate în preprocesorul Gambit [37]. Rafinările ulterioare ale rețelelor de discretizare conform Tabelului 5.9 sunt realizate în aplicația FLUENT [36] de soluționare a curgerii.

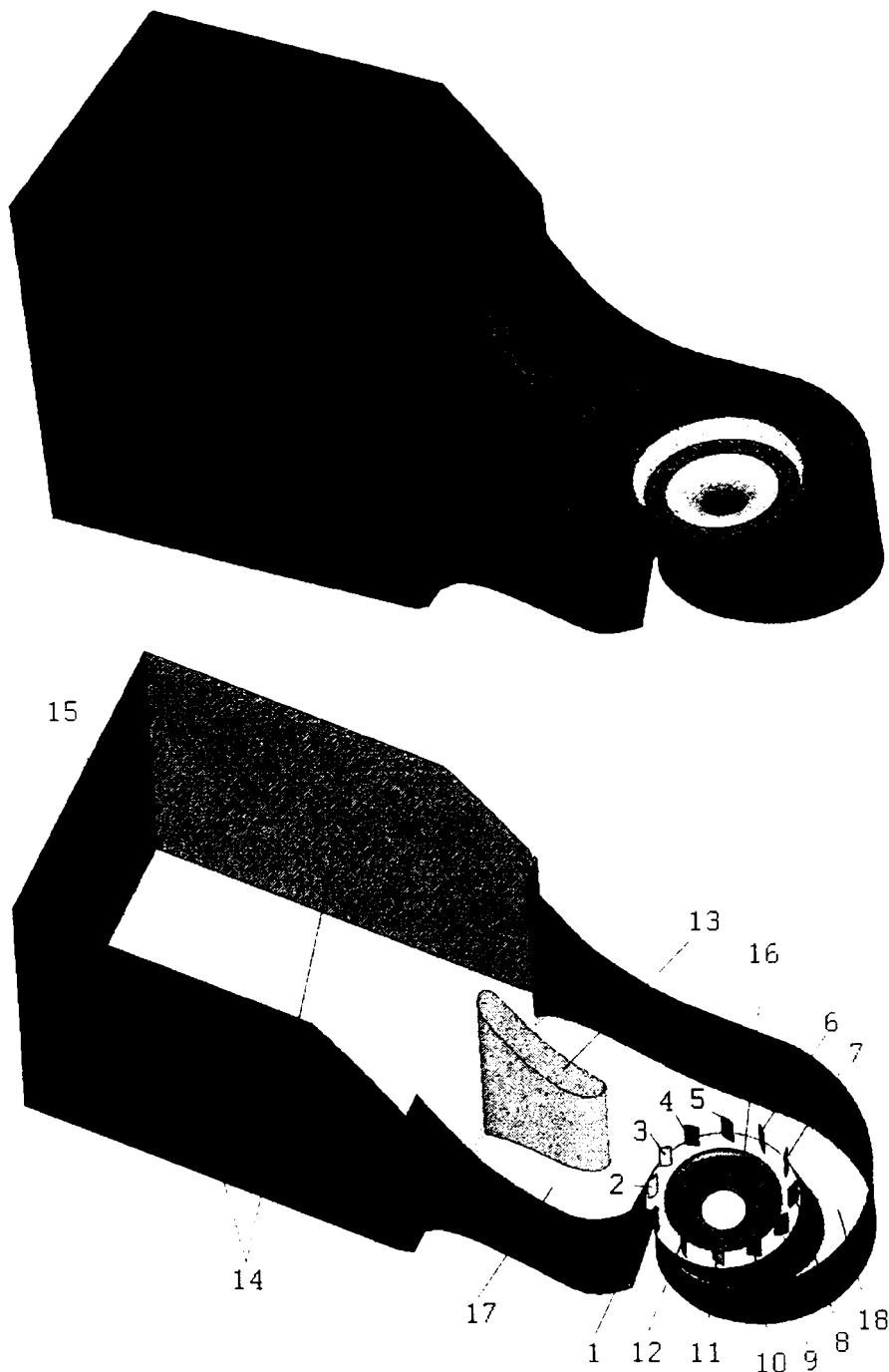


Figura 5.5: Domeniul de analiză al camerei spirale a turbinelor Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I unde: 1 – pintelul camerei spirale; 2-12 – coloanele statorice; 13 – stâlpul camerei spirale; 14 – aducțiunea turbinei; 15 – secțiunea de intrare; 16 – secțiunea de ieșire; 17 – regiunea frontală a camerei; 18 – zona spiralată a camerei

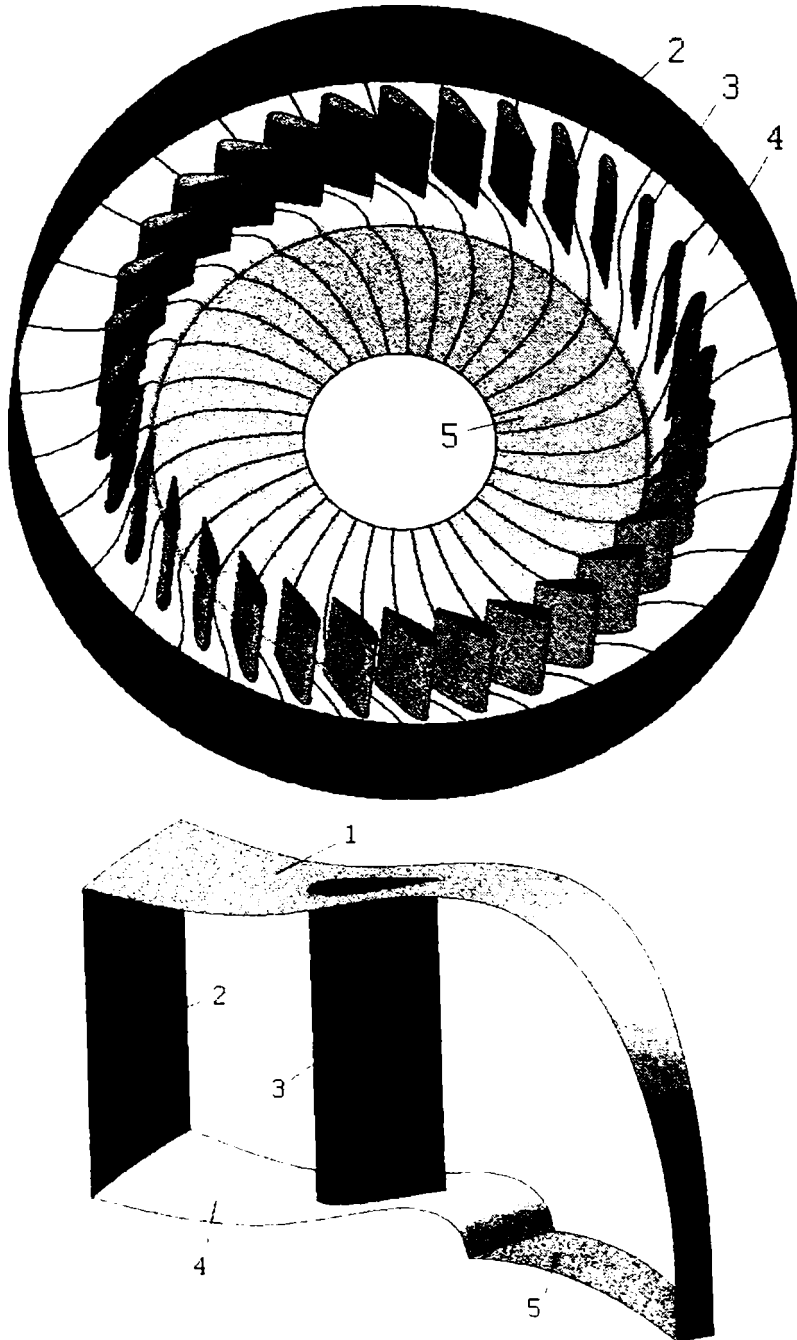


Figura 5.6: Domeniul de analiză al aparatului director unde: 1 – inelul superior al traseului hidraulic; 2 – suprafața de intrare; 3 – paleta de aparat director; 4 – inelul inferior al traseului hidraulic; 5 – suprafața de ieșire

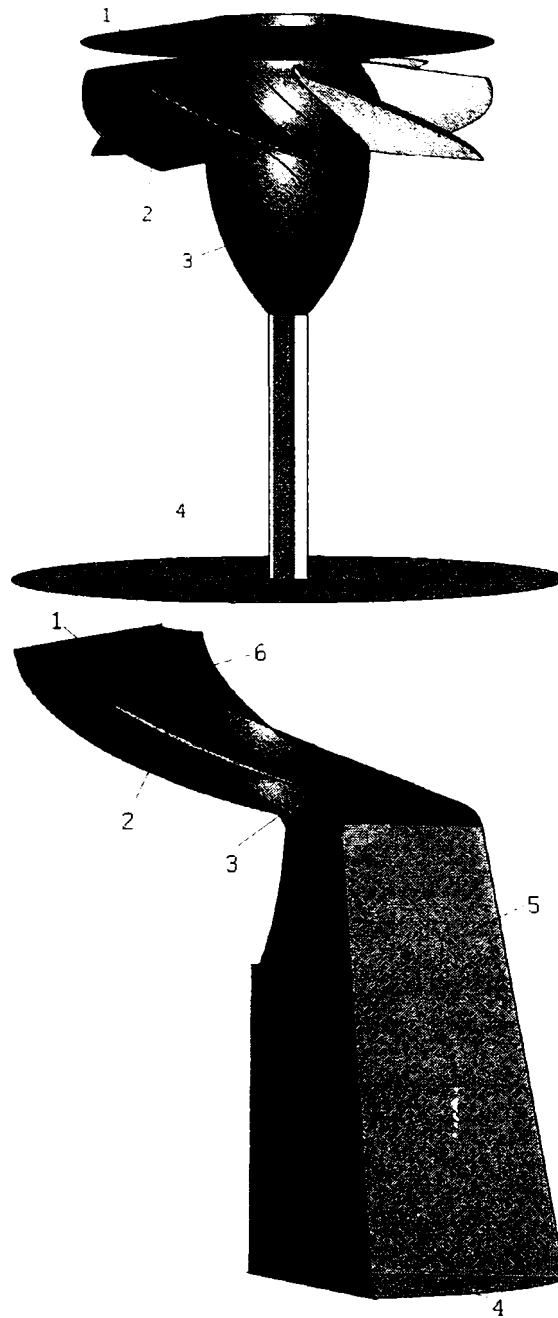


Figura 5.7: Domeniul de analiză al rotorului turbinelor Kaplan de la amenajarea Porțile de Fier I unde: 1 – suprafața de intrare; 2 – paleta rotorică; 3 – butucul rotoric; 4 – suprafața de ieșire; 5 – suprafețe periodice din conul tubului de aspirație; 6 – suprafețe periodice din rotorul turbinei

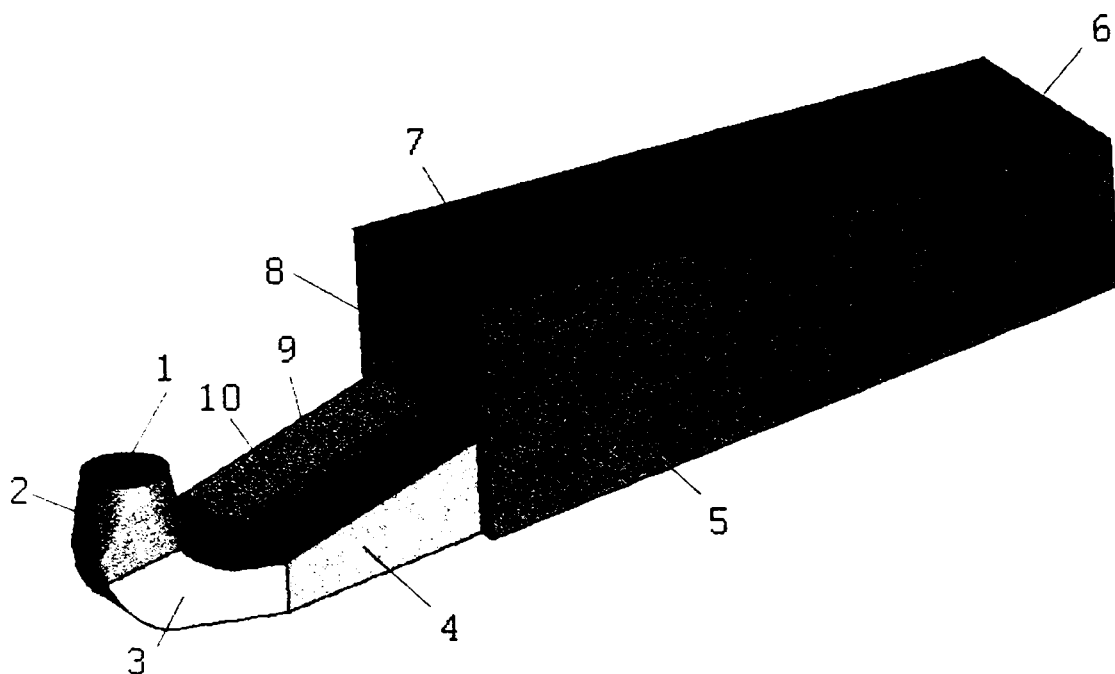


Figura 5.8: Domeniul de analiză al tubului de aspirație unde: 1 – suprafața de intrare; 2 – trecerea suprafeței circulare a conului în secțiune patrulateră; 3 – cotul tubului de aspirație; 4 – traseul din dreapta al tubului de aspirație; 5 – domeniu de ieșire în lacul aval al centralei; 6 – suprafața de ieșire; 7 – suprafața liberă a lacului aval de turbină; 8 – planul de trecere din tubul de aspirație în lacul aval; 9 – traseul din stânga al tubului de aspirație; 10 – pintenul tubului de aspirație

Tabelul 5.5: Calitatea rețelei de discretizare a domeniilor de aparat director pentru toate punctele de funcționare alese utilizând coeficientul de distorsionare a celulelor *EquiAngle Skew*

Calitatea rețelei	GM00	GP05	GP10	GP15	GP17
0,0-0,1	72520	72158	78814	88484	67915
0,1-0,2	38137	42613	42033	39845	46054
0,2-0,3	27051	27589	26686	27041	28867
0,3-0,4	22167	20560	22331	23699	21667
0,4-0,5	10072	8817	7417	3501	3529
0,5-0,6	1593	1403	1369	1324	1033
0,6-0,7	240	110	130	66	125
0,7-0,8	0	0	0	0	0
0,8-0,9	0	0	0	0	0
0,9-1,0	0	0	0	0	0
TOTAL	171780	173250	178780	183960	169190

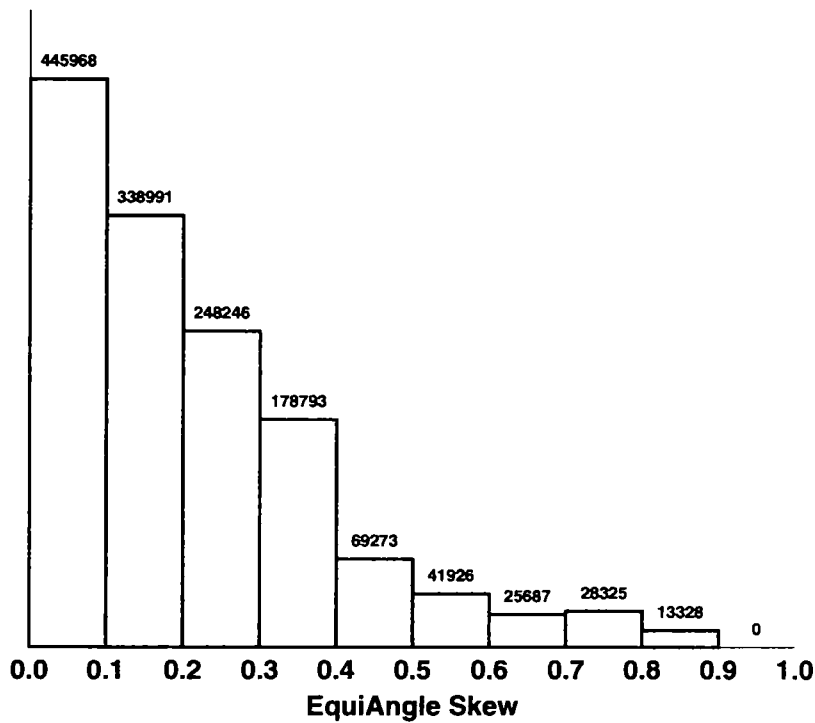


Figura 5.9: Calitatea rețelei de discretizare a domeniului camerei spirale și statorului utilizând coeficientul de distorsionare a celulelor *EquiAngle Skew* (total elemente prismatice – 1390537)

Tabelul 5.6: Calitatea rețelei de discretizare a domeniilor de aparat director pentru toate punctele de funcționare alese utilizând coeficientul de alungire a celulelor *Stretch*

Calitatea rețelei	GM00	GP05	GP10	GP15	GP17
0,0-0,1	5206	4948	4891	6503	4656
0,1-0,2	16613	16289	18058	19261	17255
0,2-0,3	23320	23036	24445	25194	23351
0,3-0,4	22493	22637	22723	23257	21303
0,4-0,5	22385	21935	22404	22651	20627
0,5-0,6	21701	22318	22849	22906	20916
0,6-0,7	21752	23095	23602	23997	21863
0,7-0,8	19447	20153	20664	21019	20033
0,8-0,9	17168	17150	17443	17474	17482
0,9-1,0	1695	1689	1701	1698	1704
TOTAL	171780	173250	178780	183960	169190

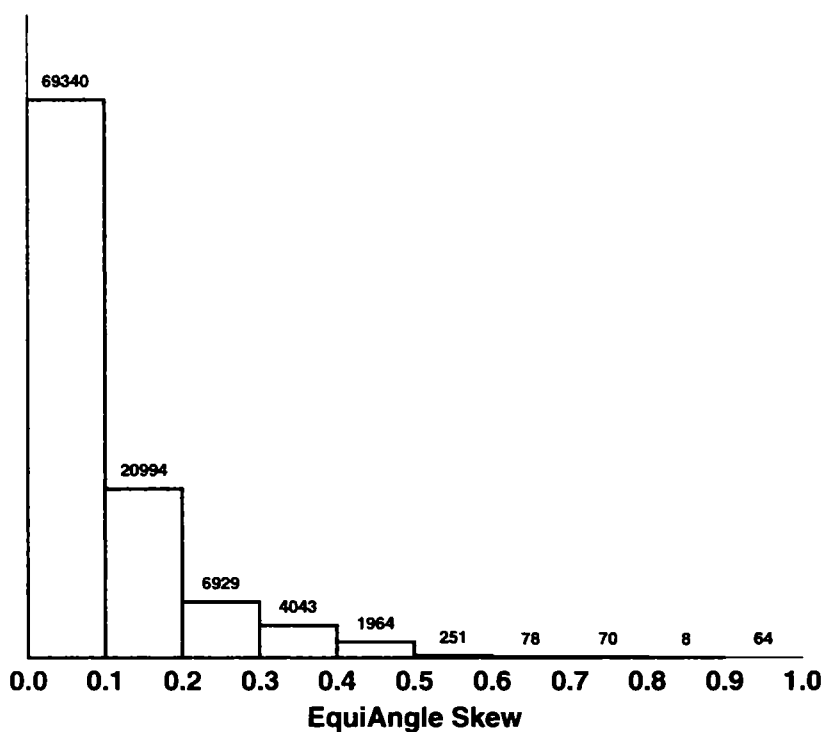


Figura 5.10: Calitatea rețelei de discretizare a domeniului tubului de aspirație utilizând coeficientul de distorsionare a celulelor *EquiAngle Skew* (total elemente prismatice – 103741)

Tabelul 5.7: Calitatea rețelei de discretizare a domeniilor de rotor pentru toate punctele de funcționare alese utilizând coeficientul de distorsionare a celulelor *EquiAngle Skew*

Calitatea rețelei	GM00	GP05	GP10	GP15	GP17
0,0-0,1	159868	153790	160725	160151	155420
0,1-0,2	146482	149192	159167	162718	169061
0,2-0,3	78140	83293	82676	94514	97818
0,3-0,4	51158	50446	48047	50539	46594
0,4-0,5	25861	24843	23413	24981	24695
0,5-0,6	27817	26623	26937	26828	26455
0,6-0,7	11142	10147	10047	10175	10299
0,7-0,8	324	189	199	231	211
0,8-0,9	154	150	145	143	145
0,9-1,0	30	32	36	40	42
TOTAL	500976	498705	511392	530320	530740

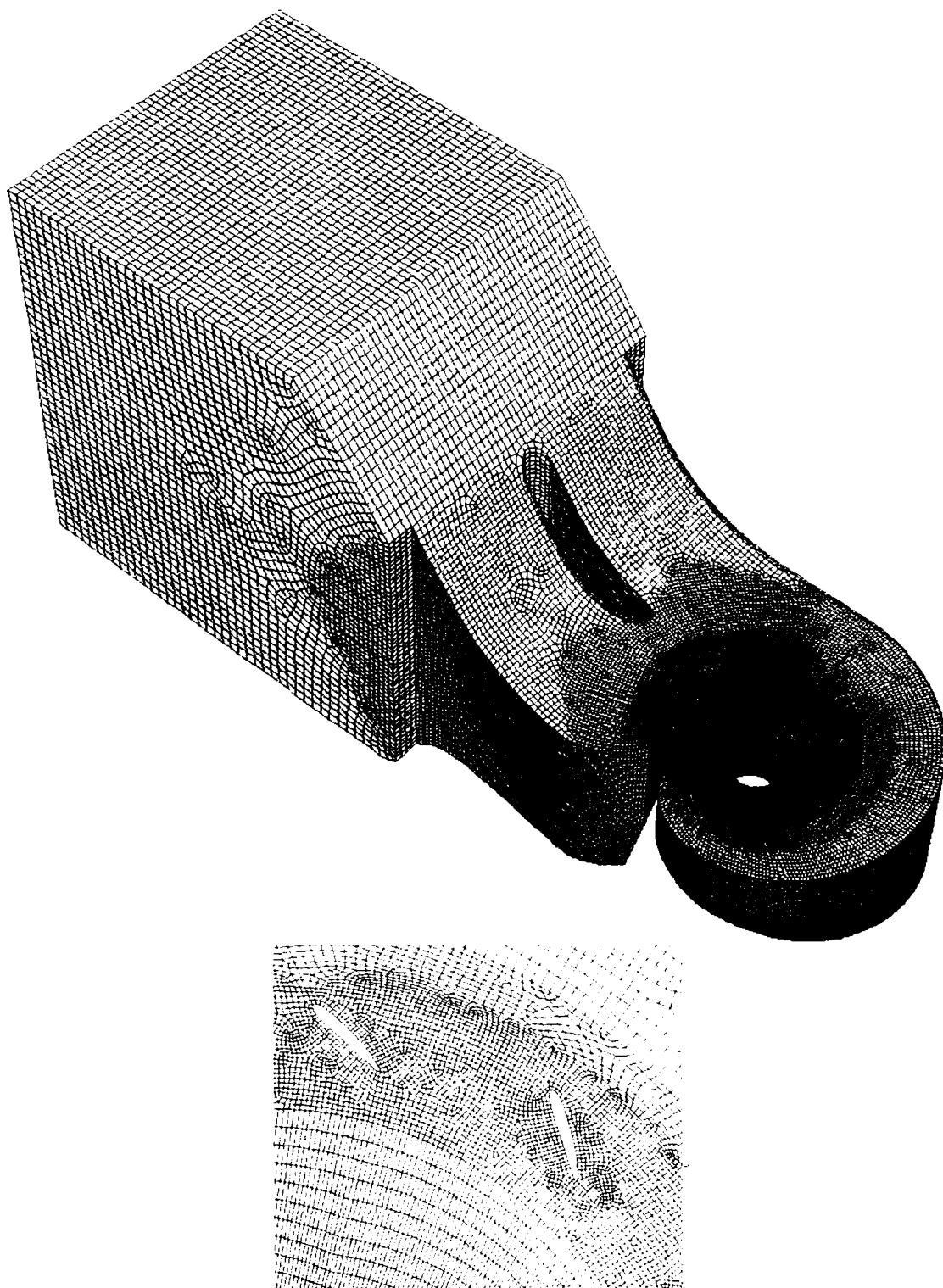


Figura 5.11: Discretizarea camerei spirale și detaliu cu coloanele statorice

Tabelul 5.8: Calitatea rețelei de discretizare a domeniilor de rotor pentru toate punctele de funcționare alese utilizând coeficientul de alungire a celulelor *Stretch*

Calitatea rețelei	GM00	GP05	GP10	GP15	GP17
0,0-0,1	312	313	1518	1530	1696
0,1-0,2	10984	12025	15764	18455	19122
0,2-0,3	40726	36593	41580	48015	48238
0,3-0,4	120249	116791	121087	130602	131251
0,4-0,5	107833	116937	116905	125311	124999
0,5-0,6	79974	74258	75119	69256	69032
0,6-0,7	29703	29437	27592	25011	24077
0,7-0,8	32127	32668	32167	31466	31355
0,8-0,9	64342	64071	65150	65980	65414
0,9-1,0	14726	15612	14510	14694	15556
TOTAL	500976	498705	511392	530320	530740

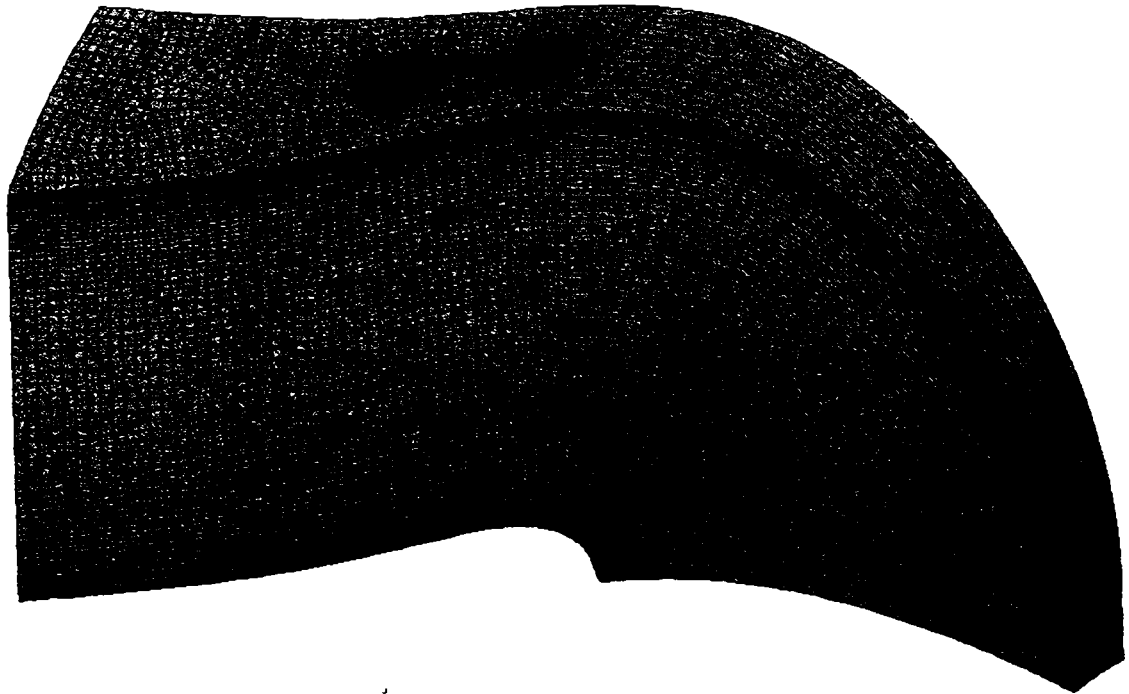


Figura 5.12: Discretizarea domeniului de aparat director

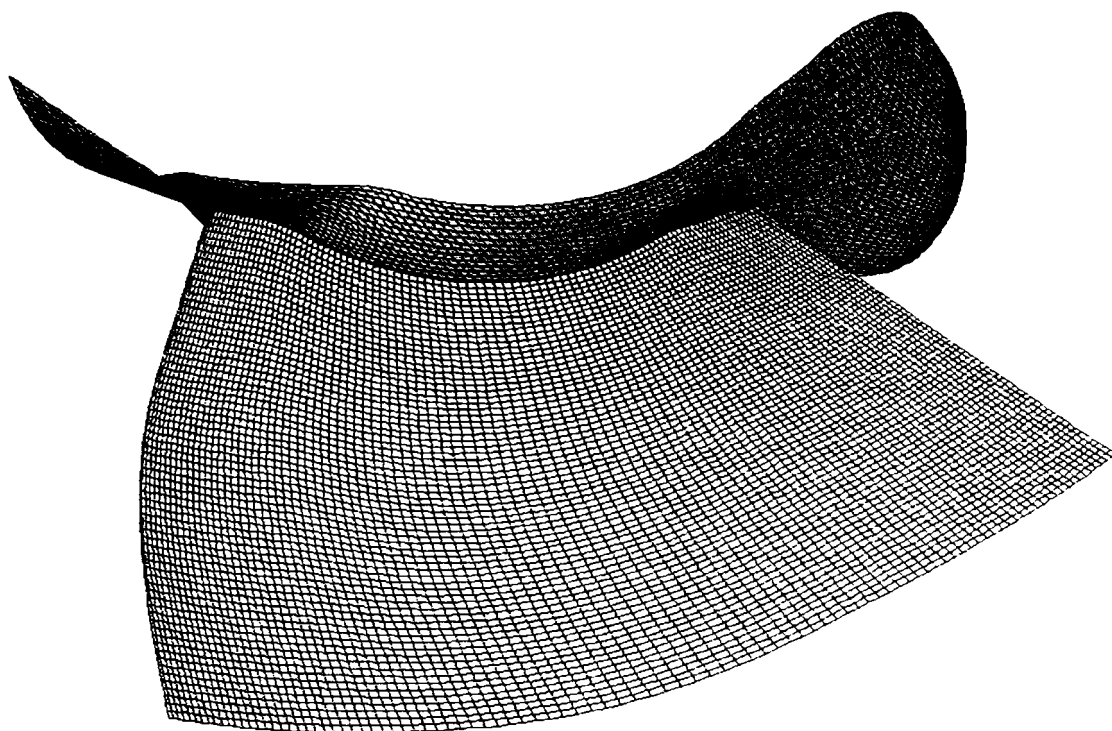


Figura 5.13: Discretizarea rotorului turbinei Kaplan

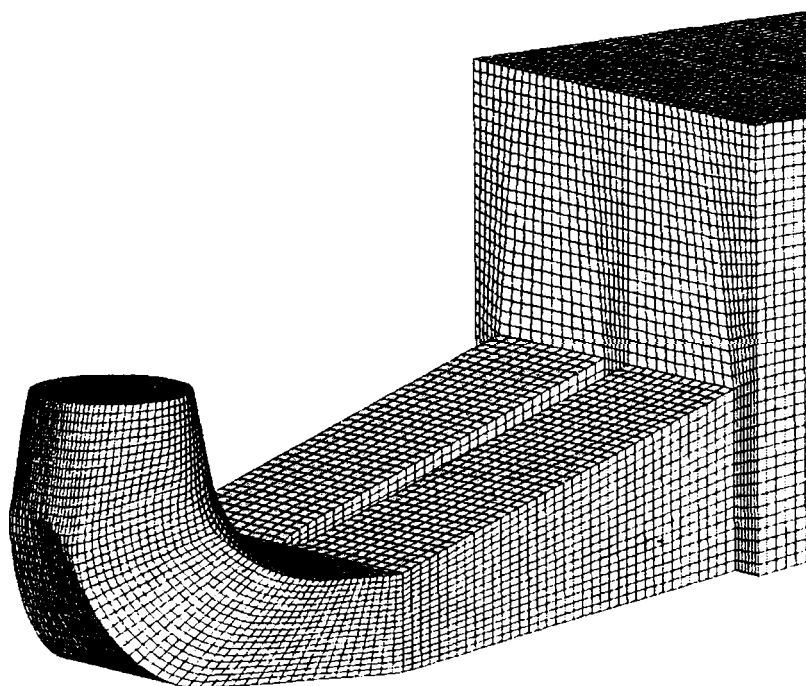


Figura 5.14: Discretizarea domeniului de analiză al tubului de aspirație

5.4 Soluționarea ecuațiilor de curgere

Pentru a reduce erorile numerice care apar în urma soluționării iterative a curgerii în domeniile de analiză ale turbinei Kaplan, s-a recurs la utilizarea unui prag al reziduurilor de continuitate pentru componentele vitezei și mărimilor de turbulență de $1e-4$ pentru toate regimurile de calcul și pentru toate domeniile de analiză ale turbinei.

De asemenea, pentru fiecare subdomeniu s-a calculat fluxul vitezei normale pe suprafețele de intrare/ieșire pentru a evalua precizia de soluționare numerică a ecuației de continuitate. Eroarea relativă a pierderii de flux al vitezei normale în fiecare domeniu de analiză a fost cel mult 0.01%.

Mai mult, pentru a reduce erorile de evaluare a pierderilor hidraulice și a soluționării ecuațiilor de mișcare și continuitate, s-a utilizat succesiv pentru calculul numeric o schemă de ordinul 1 (First order upwind), apoi de ordinul 2 (van Leer) și apoi de ordinul 3 (MUSCL, cu excepția ecuației de continuitate) pentru toate componentele vitezei și turbulenței. Eroarea de calcul a pierderilor hidraulice scade cu aproximativ un ordin de mărime prin utilizarea schemelor de discretizare de ordin superior.

Variabilele primare pentru soluționarea curgerii în turbina Kaplan sunt presiunea, componentele vitezei după axele de coordonate și variabilele de turbulență: energia cinetică specifică turbulentă și viteza de variație a acesteia (modelul $\kappa - \epsilon$ de turbulență) sau vorticitatea (modelul $\kappa - \omega$ de turbulență).

5.5 Convergența numerică a algoritmului interfeței de amestec

Soluționarea numerică a curgerii în interfața distribuitor-rotor s-a realizat prin utilizarea algoritmului interfeței de amestec, a cărui convergență s-a prezentat în Fig. 5.15-5.18.

Se observă că modificarea presiunii și a componentelor vitezei este practic neglijabilă de la iterația 50 la iterația 60 ceea ce înseamnă că soluția numerică a câmpului de viteză/presiune este stabilă din punct de vedere numeric.

Din analiza Figurii 5.16 se poate concluziona că viteza radială a curentului prin interfața distribuitor-rotor se stabilizează cel mai rapid comparativ cu celelalte componente ale vitezei absolute, acest lucru asigurând o stabilizare a câmpului hidrodinamic din rotor în ceea ce privește mișcările tridimensionale în lungul anvergurii paletei rotorice. Câmpul hidrodinamic pe interfață distribuitor-rotor se stabilizează cel mai târziu în apropierea butucului (conform Fig. 5.17-5.18), aceasta fiind din cauza existenței în apropierea butucului a vitezelor tangențiale maxime pe această interfață.

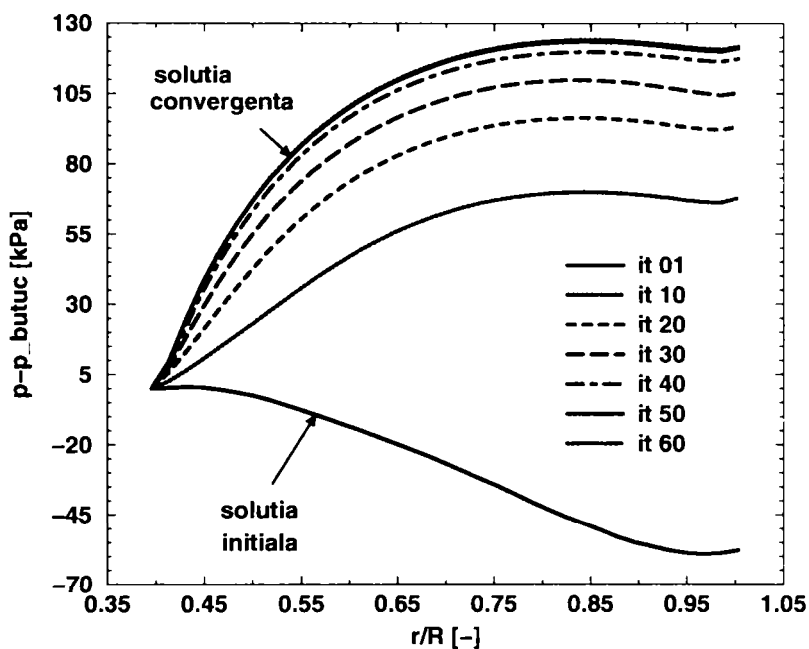


Figura 5.15: Modificarea presiunii pe interfața distribuitor-rotor în timpul soluționării cuplate cu ajutorul algoritmului interfeței de amestec

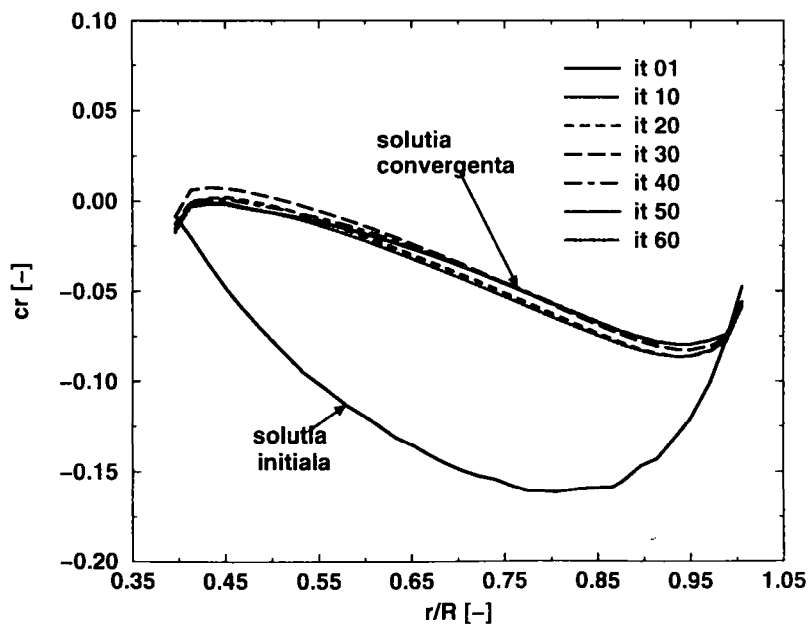


Figura 5.16: Modificarea coeficientului vitezei radiale pe interfața distribuitor-rotor în timpul soluționării cuplate cu ajutorul algoritmului interfeței de amestec

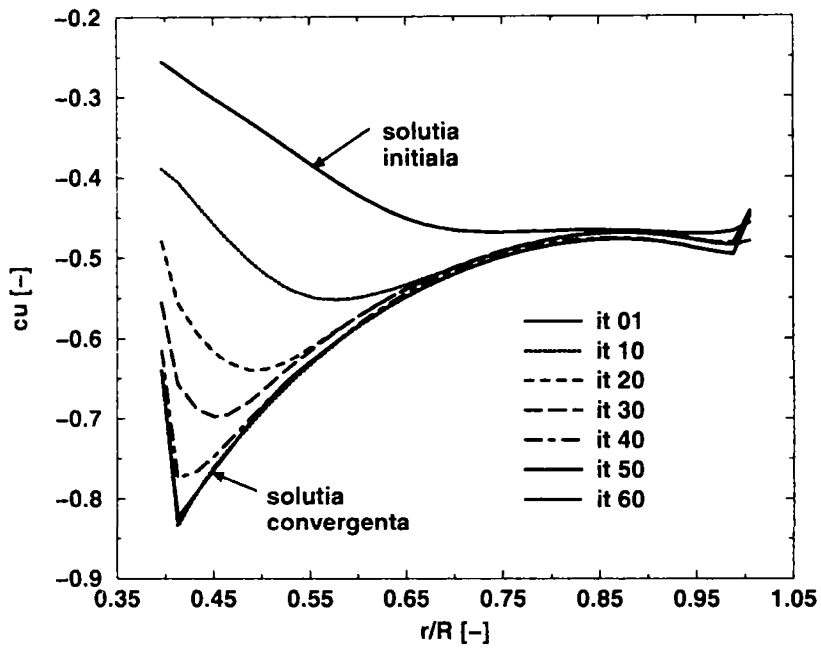


Figura 5.17: Modificarea coeficientului vitezei tangențiale pe interfața distribuitor-rotor în timpul soluționării cuplate cu ajutorul algoritmului interfeței de amestec

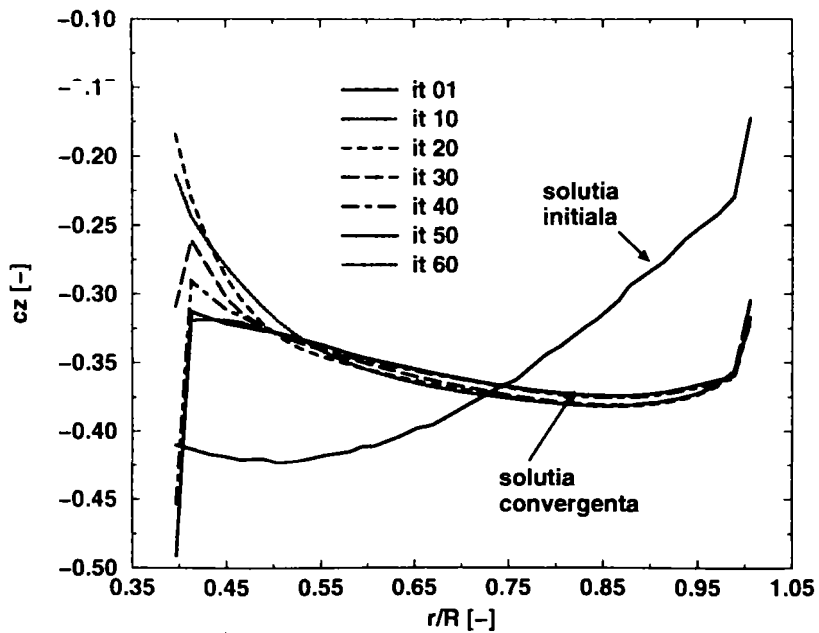


Figura 5.18: Modificarea coeficientului vitezei axiale pe interfața distribuitor-rotor în timpul soluționării cuplate cu ajutorul algoritmului interfeței de amestec

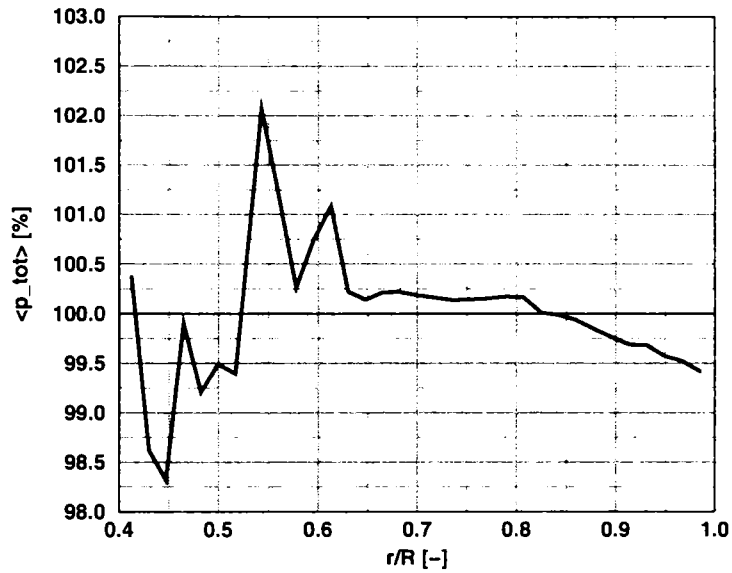


Figura 5.19: Distribuția presiunii totale normalizate pe interfața distribuitor-rotor unde $\langle p_{tot} \rangle = \frac{p_{tot}}{\bar{p}_{tot}}$ este în domeniul de $\pm 2\%$

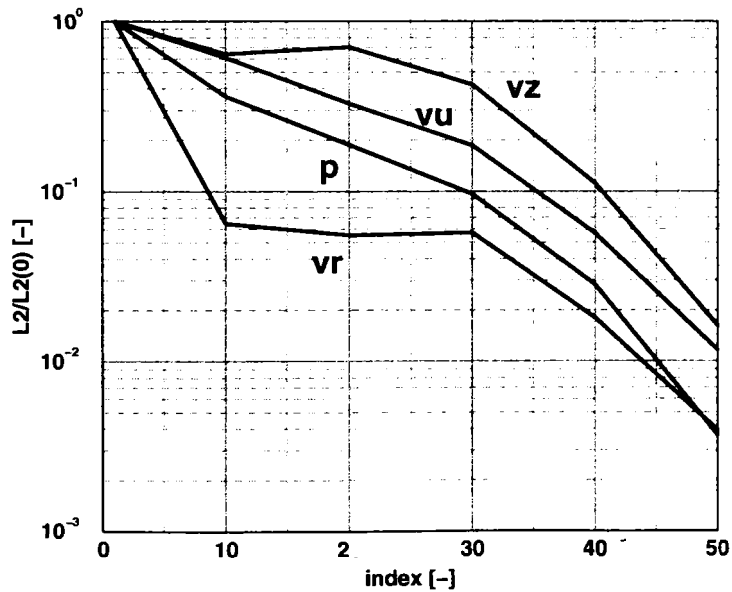


Figura 5.20: Convergența numerică a algoritmului interfeței de amestec unde $L_2 = \sqrt{\sum_i (y_i - \bar{y})^2}$, $L_{2(0)}$ este valoarea L_2 la prima iterație, iar $index$ reprezintă numărul iterației

5.6 Sensibilitatea soluției numerice în funcție de rafinarea rețelei de discretizare

Pentru a surprinde câmpul hidrodinamic complex al curgerii în domeniile de calcul ale turbinei este necesară o rafinare a rețelelor de discretizare în anumite regiuni ale acestora după anumite criterii de natură hidrodinamică sau ale particularităților modelelor matematice de soluționare.

Tabelul 5.9: Rafinarea rețelelor de discretizare în timpul soluționării numerice a curgerii

Aparatul director	GM00	GP05	GP10	GP15	GP17
Inițial	171780	173250	178780	183960	169190
Rafinarea 1	240380	241850	247380	252560	237790
Rafinarea 2	514780	516250	521780	526960	512190
Rafinarea 3	1612380	1613850	1619380	1624560	1609790

Rotorul	GM00	GP05	GP10	GP15	GP17
Inițial	500976	498705	511392	530320	530740
Rafinarea 1	598976	596705	609392	628320	628740
Rafinarea 2	990976	988705	1001392	1020320	1020740
Rafinarea 3	2558976	2556705	2569392	2588320	2588740

Inițial în tubul de aspirație	103741
Rafinarea 1	193411
Rafinarea 2	417691
Rafinarea 3	1330967

Rafinarea rețelelor poate fi făcută funcție de regiunea geometrică sau suprafața unui domeniu de calcul, dar se poate recurge la rafinarea rețelelor de discretizare și conform cu constrângerile de natură hidrodinamică impuse curgerii. Astfel, s-a recurs la rafinarea straturilor de celule din vecinătatea pereților solizi ai tubului de aspirație al turbinei pentru a surprinde cu acuratețe desprinderile curentului de pe pereții tubului de aspirație. De asemenea, s-a recurs la rafinarea celulelor din vecinătatea extradosului și intradosului paletelor de aparat director și rotor corelat cu valoarea parametrului de turbulență y^+ . Astfel s-a obținut pentru parametrul de turbulență y^+ o valoare de aproximativ 50 pentru subdomeniile de calcul utilizate. Rafinări ulterioare ale rețelei de discretizare conduc la resurse de calcul semnificative.

Capitolul 6

Diagramele universale ale turbinei hidraulice axiale Kaplan de la Porțile de Fier I

6.1 Curbele de garanție și curbele de cavitație ale turbinei

Diagrama universală a modelului turbinelor Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I este prezentată în Figura 6.1 pentru turbina veche LMZ. În Fig. 6.2–6.5 se prezintă curbele de garanție ale turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I.

În Fig. 6.6 este prezentată curba de cavitație a instalației pentru turbina Kaplan de la amenajarea Porțile de Fier I.

6.2 Parametrii regimurilor de calcul investigate

Punctele de funcționare ale turbinei Kaplan pentru care s-a efectuat soluționarea curgerii au fost alese în conformitate cu datele din Figura 6.4. Astfel s-au ales punctul optim de funcționare (pentru o deschidere de rotor de 5°) și 4 puncte de funcționare în afara regimului optim. Datele caracteristice ale acestor puncte de funcționare sunt cuprinse în Tabelul 6.1.

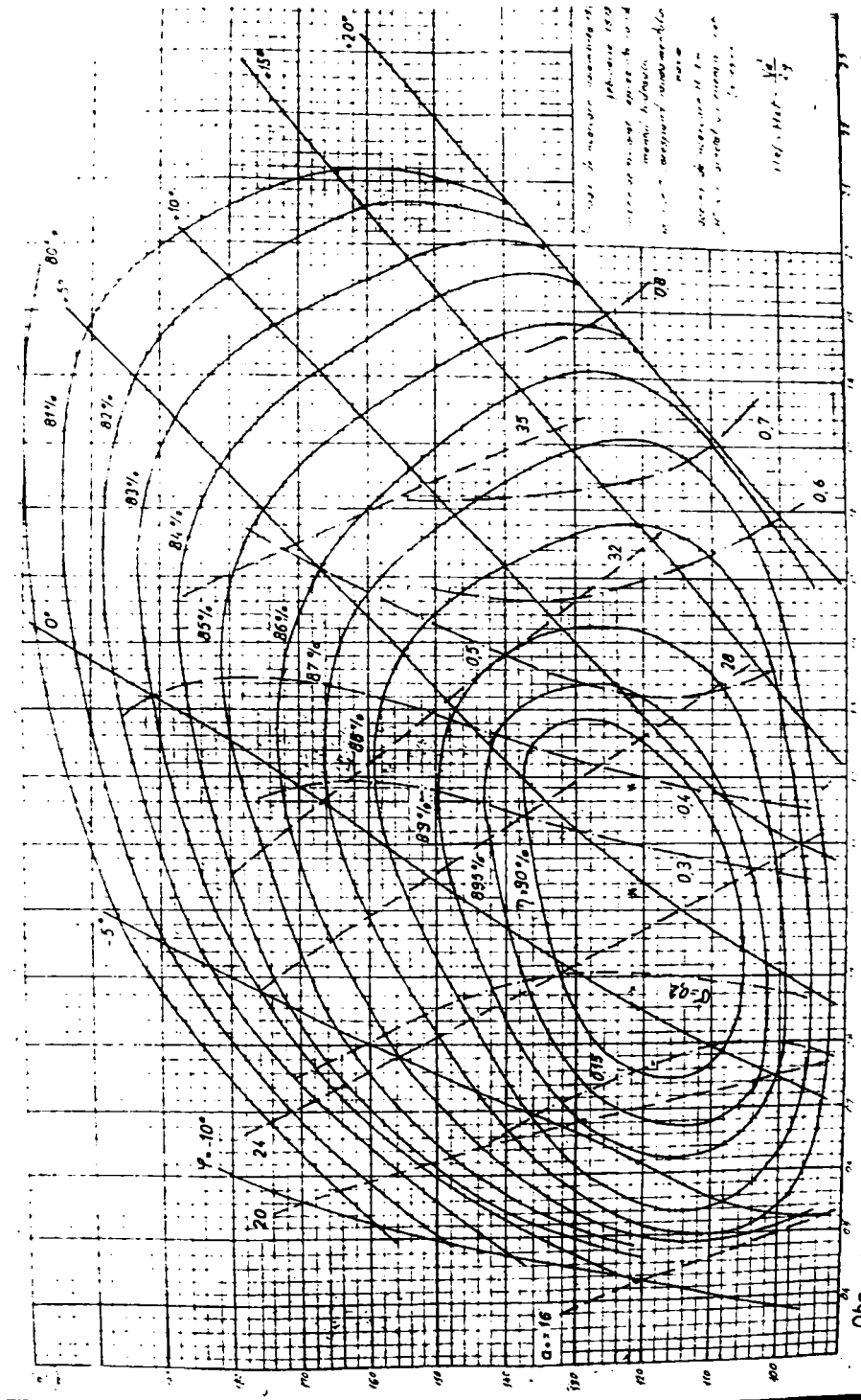


Figura 6.1: Diagrama colinară în coordonate $n_{11} - Q_{11}$ a modelului turbinei Kaplan de la Porțile de Fier I – turbina inițială

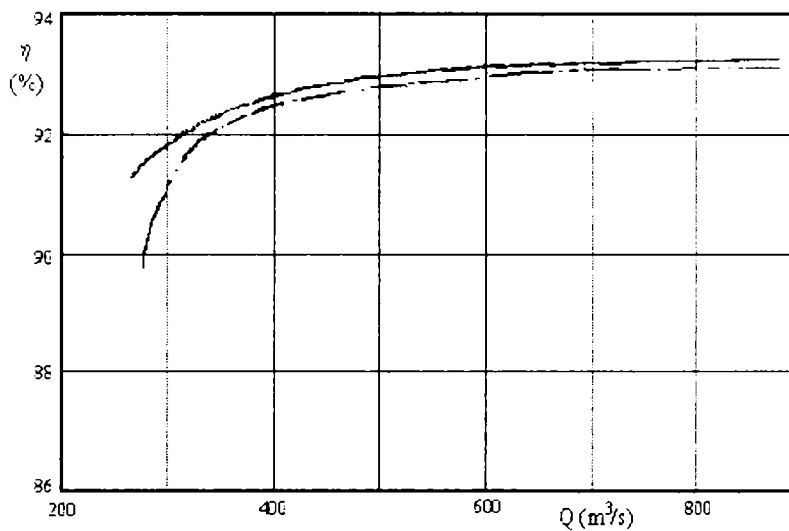


Figura 6.2: Curba de garanție a prototipului turbinelor Kaplan de la Porțile de Fier I (linie plină) împreună cu varianta propusă de Prof. Gajic (linie întreruptă) [39]

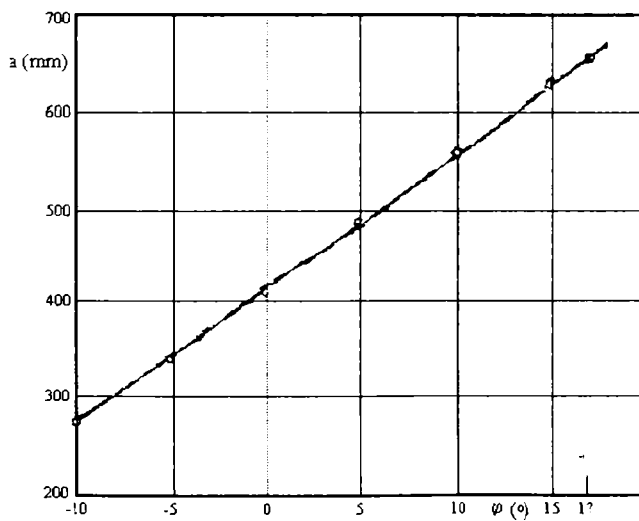


Figura 6.3: Cama combinatorică a prototipului turbinelor Kaplan de la Porțile de Fier I [39]

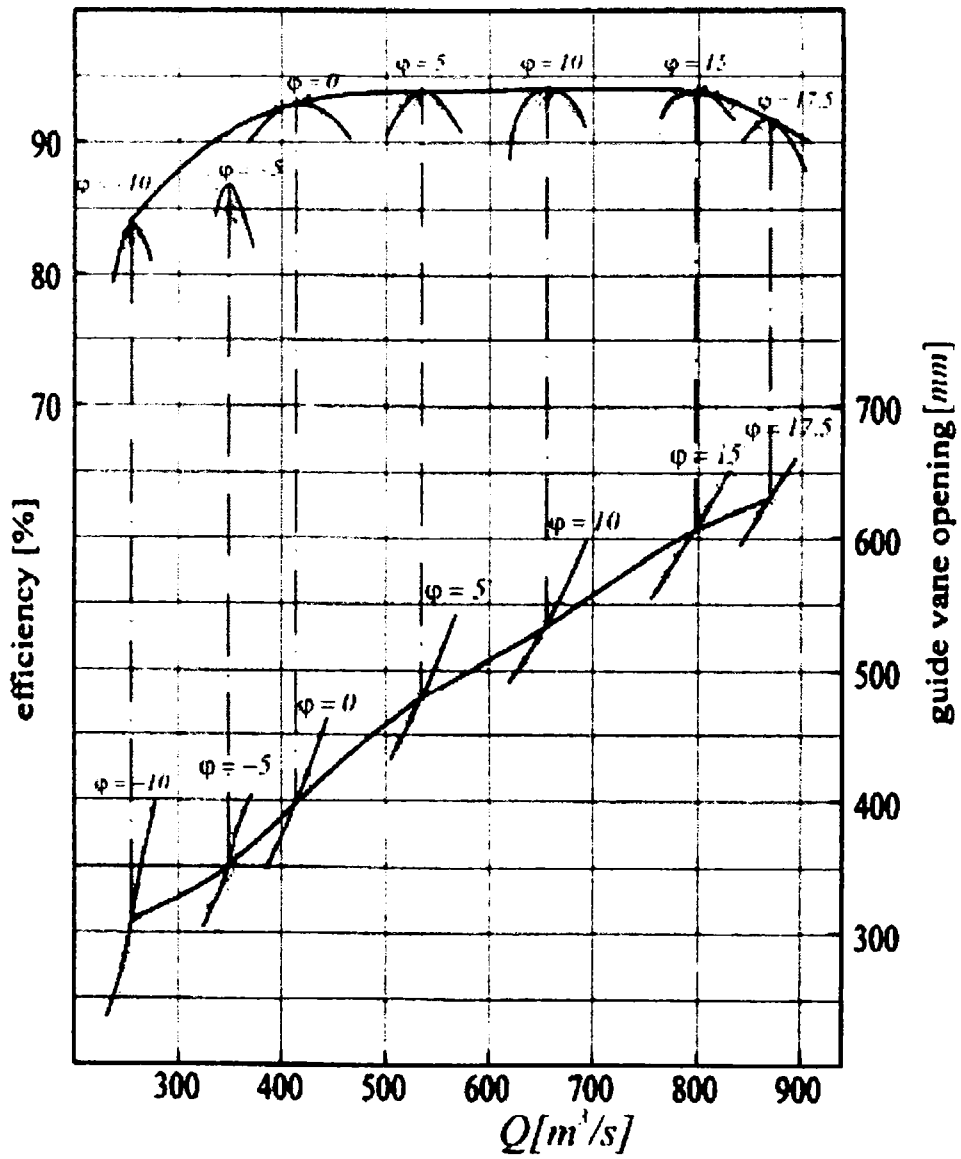


Figura 6.4: Curba de garanție a prototipului turbinelor Kaplan de la Porțile de Fier I pentru $H = 28,73$ [m] (unitatea 3 - partea sârbă) [39]

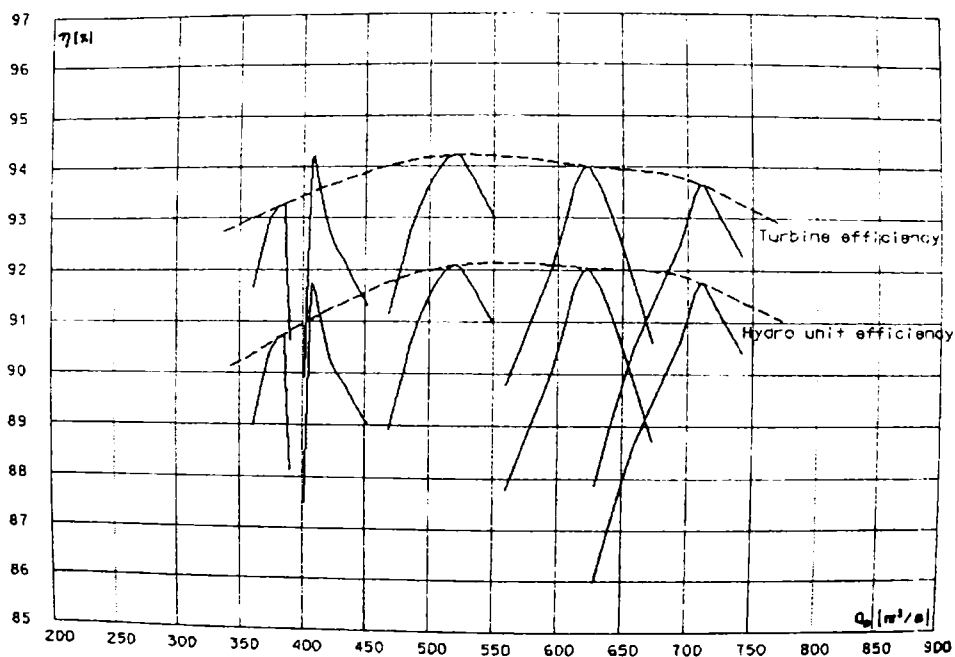


Figura 6.5: Curba de garanție a prototipului turbinelor Kaplan de la Porțile de Fier I (unitatea 6 - partea română) [27]

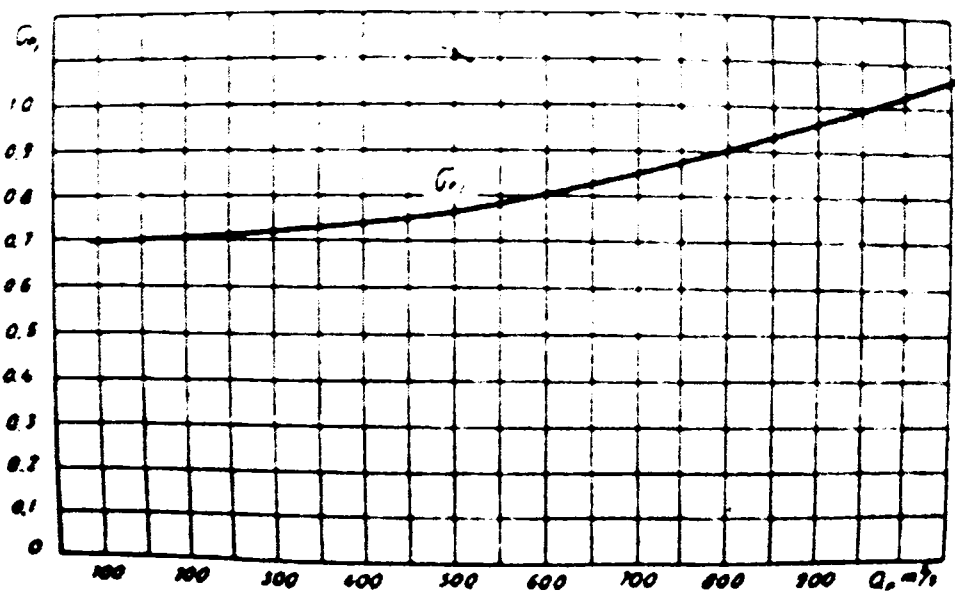


Figura 6.6: Modificarea coeficientului de cavitație al instalației funcție de debit pentru amenajarea Porțile de Fier I [6]

Tabelul 6.1: Punctele de funcționare alese pentru calculul numeric situate la cădere constantă $H_r = 27.83[m]$ pentru turbinele Kaplan de la Porțile de Fier I [39]

Parametru	GP00	GP05	GP10	GP15	GP17
Debitul $Q[m^3/s]$	424.3	523.1	660.5	806.9	875.8
Randamentul $\eta[\%]$	93.48	93.77	93.7	93.6	91.62
Instalare aparat director $a_o[mm]$	422.8	465.0	549.1	624.3	638.6
Instalare rotor $\phi[^\circ]$	-0.12	4.91	9.95	15.01	17.62
Putere rotor $P[MW]$	108.14	133.74	168.6	205.75	218.6
Turație dublu unitară $n_{11}[rot/min]$ [54]	128.6	128.6	128.6	128.6	128.6
Debit dublu unitar $Q_{11}[m^3/s]$	0.891	1.099	1.387	1.695	1.840
Coeficient de cădere $\psi = \frac{2E}{\Omega^2 R^2} [-]$	0.432	0.432	0.432	0.432	0.432
Coeficient de debit $\varphi = \frac{Q}{\pi \Omega R^3} [-]$	0.168	0.208	0.262	0.320	0.348

Capitolul 7

Rezultatele calculului numeric al curgerii 3D în componentele turbinei Kaplan

7.1 Încărcarea coloanelor de stator ale turbinei Kaplan

Statorul turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I este compus din 12 coloane profilate (coloana numărul 1 este considerată a fi pintenul camerei spirale) și numerotate în sens orar ca în Figura 5.5. Distribuția încărcării coloanelor de stator prin coeficientul de moment obținut în urma simulării curgerii reale pentru puncte de funcționare variabile este prezentată în Figura 7.1.

În zona frontală a camerei (coloanele 2-5 de stator) coloanele sunt de coardă redusă așa încât forța obținută pe acestea poate avea efecte importante în ceea ce privește fisurarea lor. Cauza obținerii forțelor mari pe coloanele din regiunea frontală a camerei este dată de incidența ridicată a curentului pe acestea. În general coloanele statorice sunt proiectate pentru a avea tangenta la scheletul coloanei în bordul de atac aliniată la curentul incident, iar tangenta la schelet în bordul de fugă dată de un unghi constant de intrare a curentului în rețeaua de aparat director. Mai mult, bordurile de atac și respectiv cele de fugă ale coloanelor de stator sunt poziționate pe două diametre fixe (impuse din proiectarea statorului). Pentru satisfacerea acestor două considerente, dacă ne referim spre exemplu la coloana statorică numărul 2, curentul incident care intră în camera spirală trebuie să fie deviat cu un unghi obtuz, chiar dacă această coloană are coarda cea mai mică dintre toate celelalte [20]. Acest fapt duce la creșterea săgeții relative maxime a profilului hidrodinamic al acestor coloane ceea ce duce la pierderi hidraulice semnificative și la desprinderi ale curentului pe extradadosul coloanelor în apropierea bordului de fugă, adică fenomene nestaționare care reprezintă una din sursele de producere a vibrațiilor [80][78].

Coeficientul de moment reprezentat în Figura 7.1 a fost calculat cu formula 7.1 conform normelor IEC:

$$C_M[-] = \frac{M}{\rho n^2 D^5} \quad (7.1)$$

De asemenea, încărcarea hidrodinamică preluată de coloanele statorice crește odată cu de-

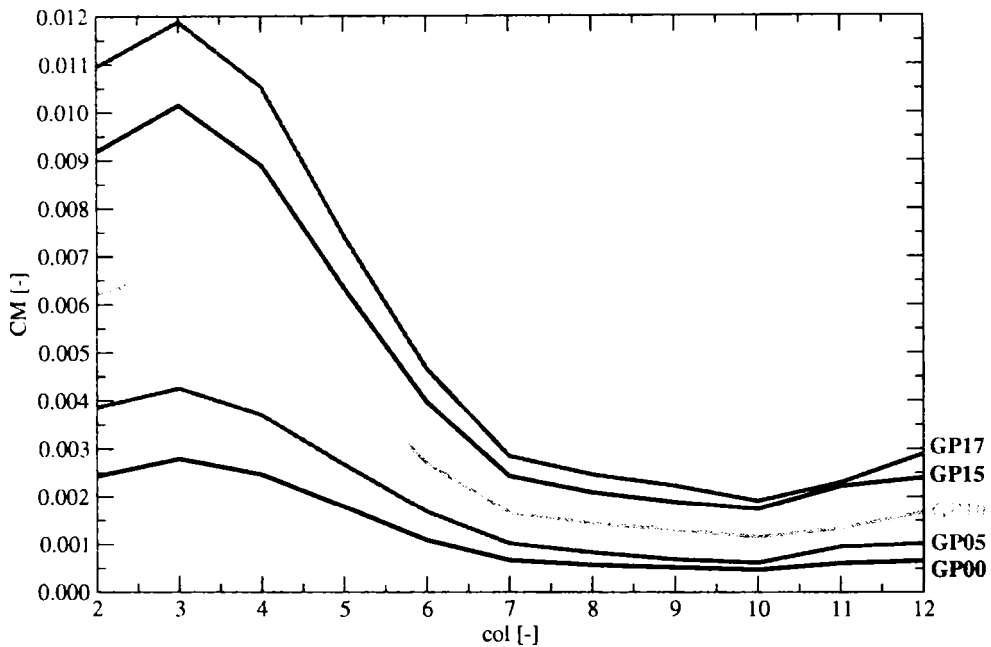


Figura 7.1: Încărcarea coloanelor de stator pentru regimuri variabile de funcționare a turbinei

bitul turbinat (punctul de funcționare al turbinei). Creșterea încărcării este direct proporțională cu v^2 obținându-se pentru coloanele statorice o diferență de sub 3% în valoarea adimensionalizată cu pătratul vitezei debitante la modificarea punctului de funcționare. De amintit aici faptul că și pentru camere spirale de turbină Kaplan de la alte amenajări hidroenergetice s-a obținut aceeași dependență a încărcării funcție de regimul de curgere chiar dacă înfășurarea spiralei a fost sub unghiul de 180° și nu de 225° cum este cazul Porților de Fier I. Această concluzie este de un real folos la calculul și analiza câmpului hidrodinamic din turbinele Kaplan și pentru a reduce timpul necesar studiului traseului amonte de rotorul turbinei Kaplan.

7.2 Câmpul hidrodinamic în vecinătatea rotorului turbinei Kaplan

7.2.1 Câmpul amonte/aval de rotor

Studiul câmpului hidrodinamic amonte și aval de rotorul turbinei Kaplan odată cu modificarea punctului de funcționare, dar la cădere a turbinei constantă, este de o importanță deosebită pentru a putea fi utilizat în procesul de optimizare a rotoarelor turbomașinilor. În urma optimizării paletajului rotorului într-un anumit punct de funcționare este necesară verificarea funcționării cu performanțe superioare energetice/cavitaționale în puncte de funcționare diferite de cel de optimizare.

Coeeficientul de presiune s-a definit ca fiind diferența de presiune hidrostatică față de ieșirea din rotorul turbinei raportată la sarcina turbinei:

$$C_p[-] = \frac{p - p_{out\ rotor}}{\rho g H} \quad (7.2)$$

De asemenea, coeficientul de presiune totală s-a definit ca fiind diferența de presiune totală față de ieșirea din rotorul turbinei raportată la sarcina turbinei:

$$C_{p_{tot}} = \frac{\left(p + \rho g z + \frac{\rho v^2}{2}\right) - \left(p + \rho g z + \frac{\rho v^2}{2}\right)_{out\ rotor}}{\rho g H} \quad (7.3)$$

Pentru a cuantifica modificarea vitezei s-au folosit coeficienții de viteză pentru componentele vitezei astfel:

$$c_r = \frac{v_r}{\sqrt{2gH}}, \quad c_u = \frac{v_u}{\sqrt{2gH}}, \quad c_z = \frac{v_z}{\sqrt{2gH}}, \quad c_m = \frac{v_m}{\sqrt{2gH}} \quad (7.4)$$

Unghiurile vitezei absolute α și relative β s-au definit din triunghiul de viteze utilizând viteza meridiană și viteza tangențială, respectiv viteza tangențială relativă, astfel:

$$\alpha = \arctg \frac{v_m}{v_u}, \quad \beta = \arctg \frac{v_m}{w_u} \quad (7.5)$$

Presiunea hidrostatică este mai mare la periferie decât la butuc din Figura 7.2 ceea ce indică prezența curenților dinspre periferia traseului meridian al turbinei către butuc pe interfața distribuitor-rotor. De asemenea, presiunea crește la butuc odată cu debitul, iar la periferie scade cu debitul pe interfață pentru a arăta că la periferia traseului meridian curentul se accelerează puternic la ieșirea din aparatul director al turbinei. Această accelerare a curentului conduce la dificultăți ridicate de calcul numeric a incidenței curentului pe paletajul rotoric. De amintit că modificări reduse ale incidenței la raze ridicate conduce la modificări accentuate ale puterii obținute la periferia rotorului, așa cum se va arăta ulterior în paragraful 7.2.5.

Diferența de presiune totală amonte/aval de rotorul turbinei este aproximativ constantă și unitară pentru toate punctele de funcționare investigate. Acest fapt este în deplină concordanță cu alegerea punctelor de funcționare la cădere constantă.

Din distribuția vitezei axiale se poate observa că pe interfața distribuitor-rotor nu există recirculări ale curentului. Acest fapt conduce la o bună stabilitate a algoritmului interfeței de amestec așa cum s-a detaliat în paragraful 2.4. Chiar dacă implementarea automată originală din cadrul prezentei teze de doctorat dispune de corecții în cazul recirculărilor, absența acestora va accelera procesul de convergență a soluției numerice pe interfața distribuitor-rotor.

Viteza radială pe interfața distribuitor-rotor prezintă valori ridicate în regiunea de la butuc și de la periferia paletei rotorice ceea ce duce la limitări ale ipotezelor de proiectare clasică a rețelelor de profile pe cilindri coaxiali. Din literatura de specialitate se cunoaște că datorită interstițiilor paletei rotorice, rețelele de profile extreme funcționează cu randamente scăzute (chiar 70% pentru punctul optim de funcționare).

Diferența de moment hidraulic rv_u este practic constantă pe rotorul turbinei și crește parabolic către periferia paletei rotorice unde paletajul rotoric este cel mai apropiat de rețeaua de aparat director. Aici curentul este rapid direcționat către rețeaua de rotor cum se poate observa și din distribuția vitezei axiale pe interfața distribuitor-rotor.

Variația unghiului vitezei absolute α nu este mai mare de 5° de la butuc la periferia paletei rotorice. Cunoașterea acestui fapt are o importanță deosebită la recalcularea rapidă a condițiilor de funcționare la puncte diferite de cel optim pentru optimizarea paletei rotorice.

Deși viteza radială la ieșire din rotorul turbinei Kaplan prezintă valori scăzute ceea ce ar putea duce la o utilizare a condiției de echilibru radial al presiunii ca și condiție la limită, totuși gradientul acesteia este semnificativ și de aceea s-a recurs la impunerea acestei condiții

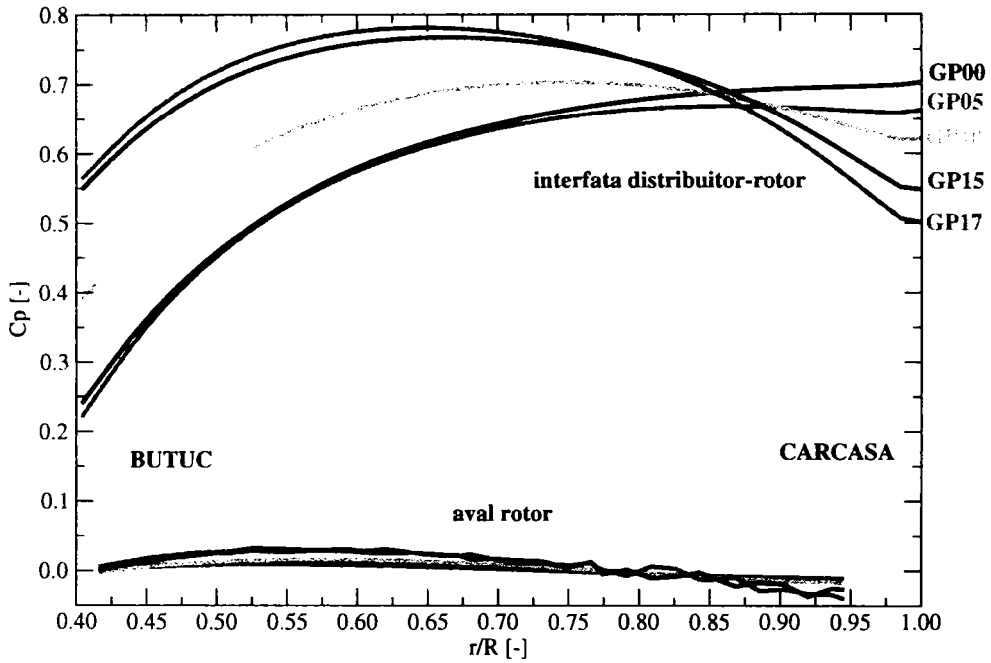


Figura 7.2: Distribuția coeficientului de presiune hidrostatică amonte/aval de rotorul turbinei Kaplan

la ieșirea din conul turbinei Kaplan. Echilibrul radial al presiunii provine din proiecția ecuației de mișcare în coordonate cilindrice:

$$v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad (7.6)$$

De asemenea, viteza radială arată o atașare a curentului pe pereții conului turbinei, evitându-se astfel o desprindere a curentului ceea ce ar conduce inevitabil la pierderi hidraulice în conul turbinei. Mai mult, la ieșirea din paletajul rotoric al turbinei viteza axială (debitantă) este constantă v_z . La butucul rotoric curentul prezintă o postrotație negativă în deplină concordanță cu observațiile din literatura de specialitate. Unghiul vitezei absolute prezintă variații mari datorită modificărilor către postrotația negativă a curentului și atașarea curentului pe pereții conului tubului de aspirație.

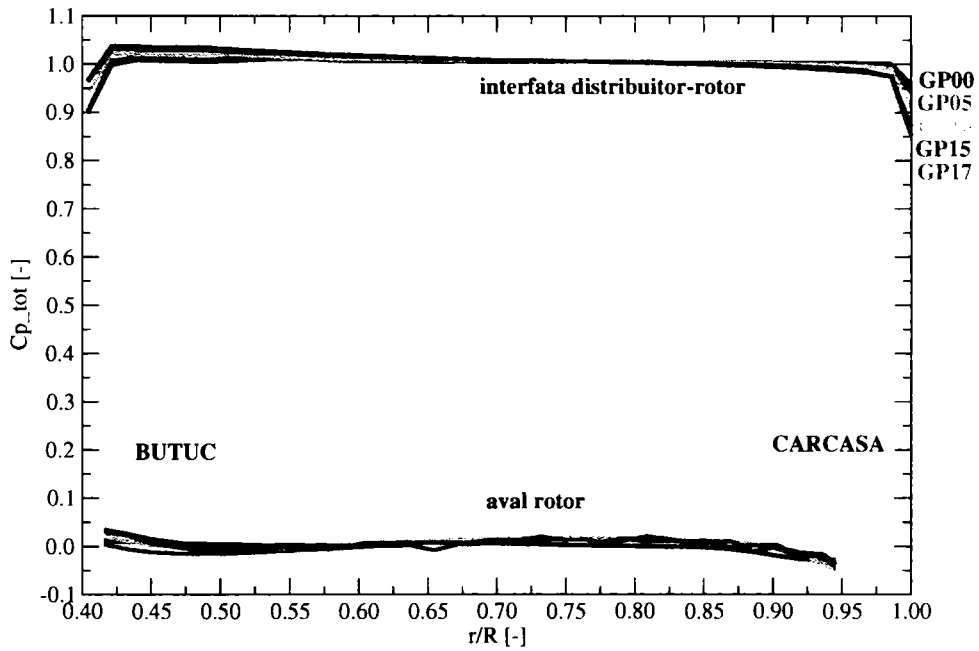


Figura 7.3: Distribuția coeficientului de presiune totală amonte/aval de rotorul turbinei Kaplan

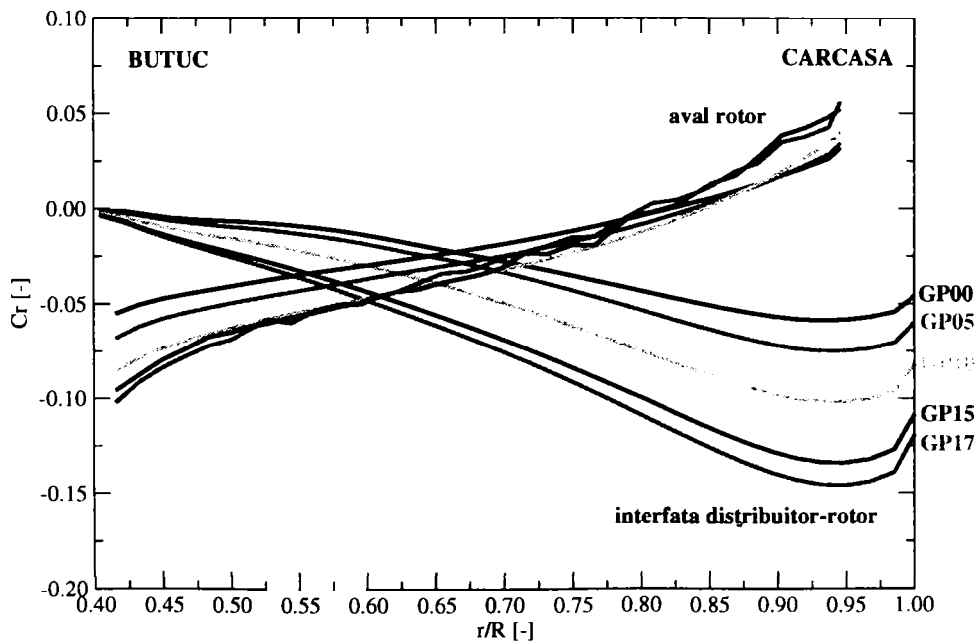


Figura 7.4: Distribuția coeficientului de viteză radială amonte/aval de rotorul turbinei Kaplan

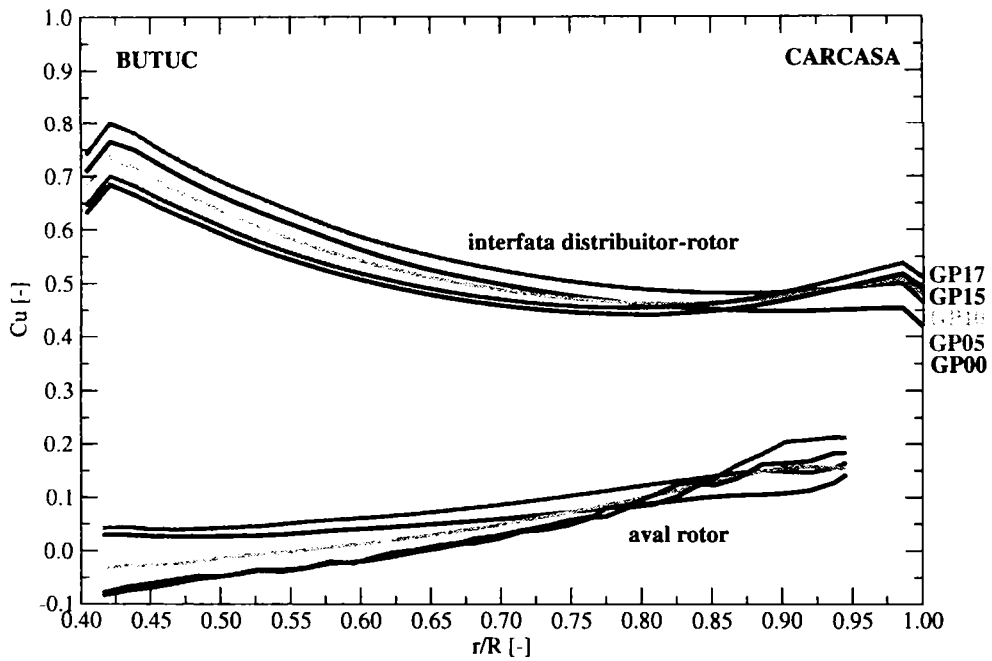


Figura 7.5: Distribuția coeficientului de viteză tangențială amonte/aval de rotorul turbinei Kaplan

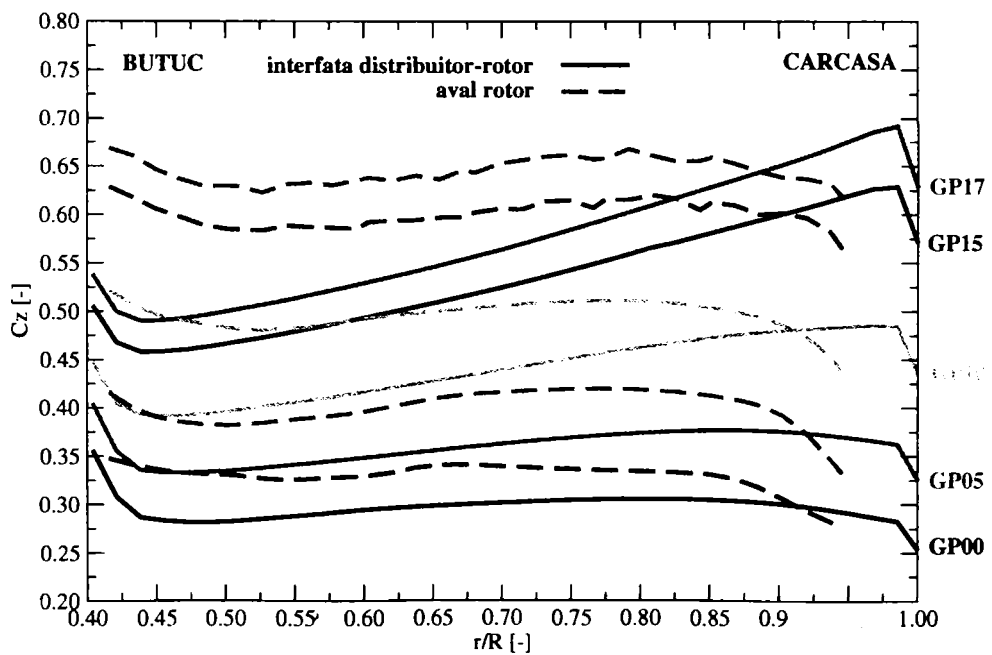


Figura 7.6: Distribuția coeficientului de viteză axială amonte/aval de rotorul turbinei Kaplan

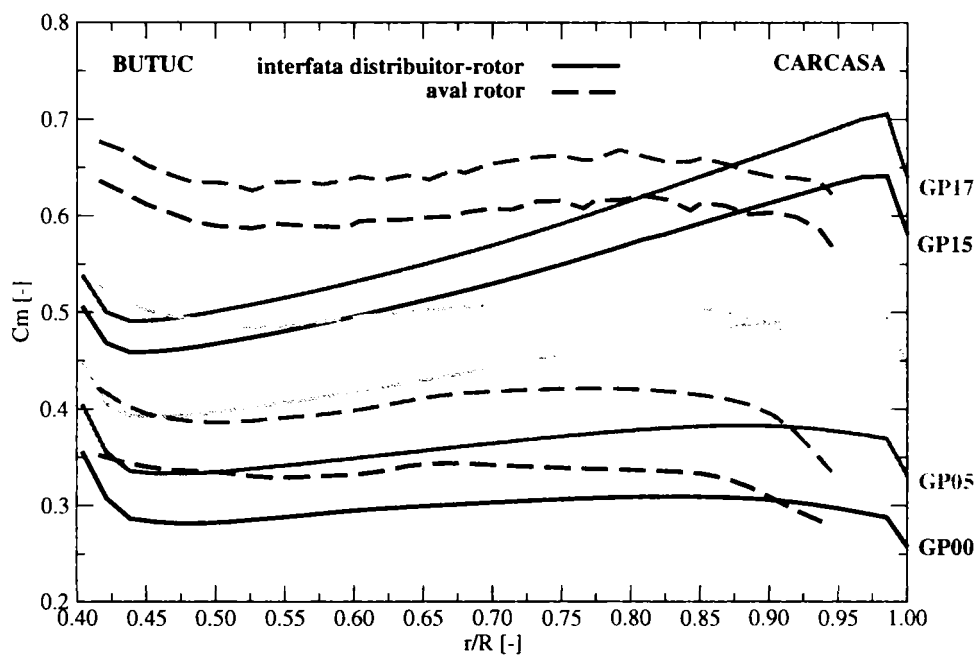


Figura 7.7: Distribuția coeficientului de viteză meridiană amonte/aval de rotorul turbinei Kaplan

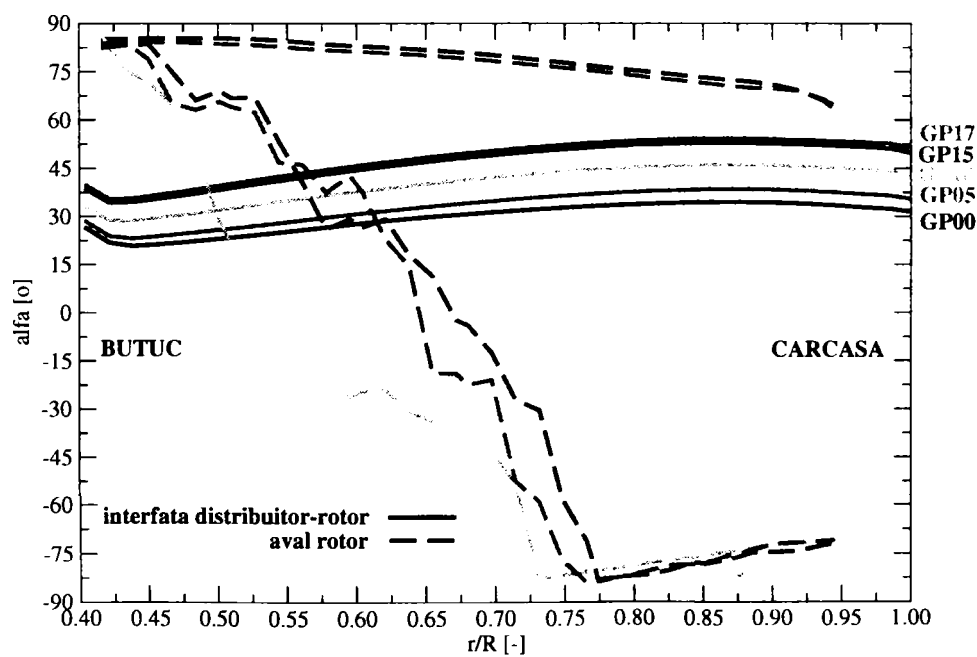


Figura 7.8: Distribuția unghiului vitezei absolute amonte/aval de rotorul turbinei Kaplan. Variația bruscă a unghiului aval de rotor se datorează vitezelor reduse tangențiale care schimbă local de semn și intervin direct în definiția unghiului vitezei relative (vezi ecuația 7.5)

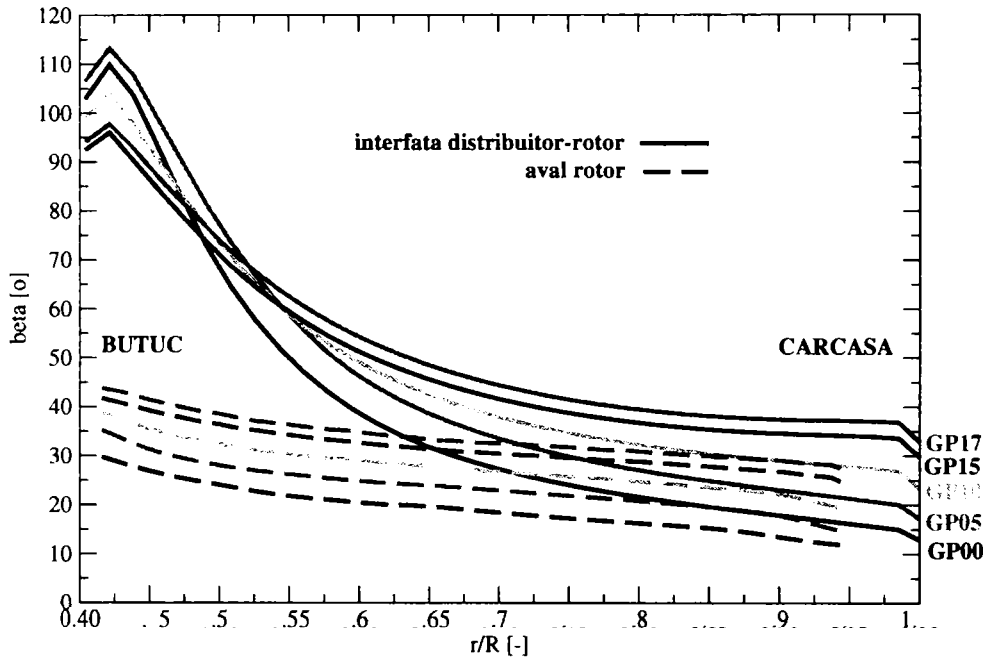


Figura 7.9: Distribuția unghiului vitezei relative amonte/aval de rotorul turbinei Kaplan

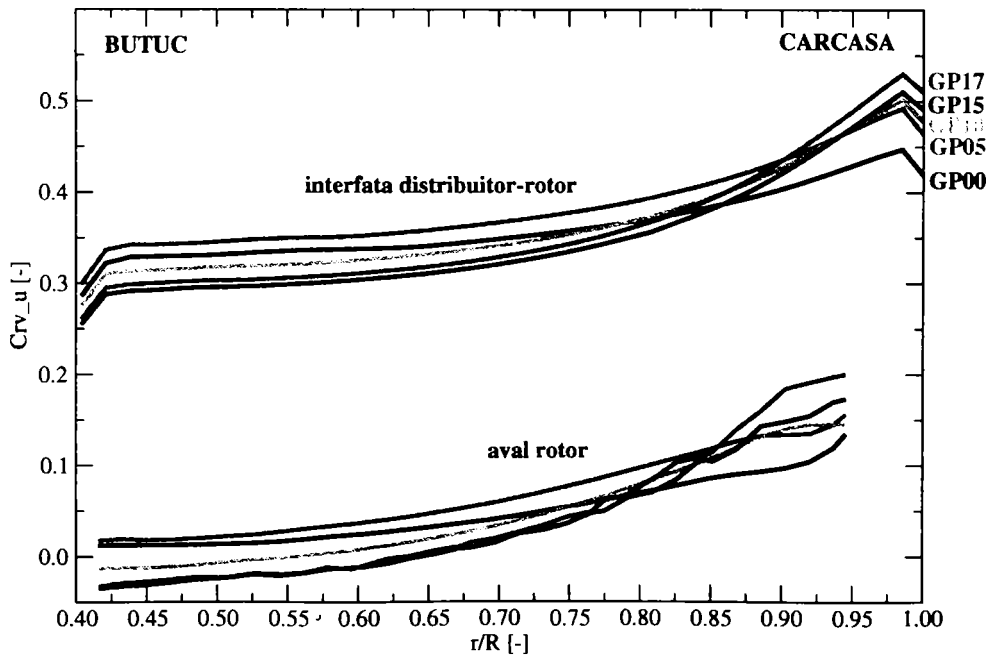


Figura 7.10: Distribuția momentului hidraulic amonte/aval de rotorul turbinei Kaplan

7.2.2 Paletajul rotoric al turbinei Kaplan

Pentru a descrie efectul curgerii pe paletajul rotoric al turbinei Kaplan s-au utilizat liniile de coeficient de presiune constantă C_p precum și liniile de tensiune de frecare la perete constantă τ_w .

Aspectul general al liniilor de presiune constantă pe extradadosul paletei rotorice arată că acestea sunt aproximativ paralele cu bordul de atac și de fugă al paletei rotorice. Acest fapt asigură o reducere a efectelor tridimensionale de deviere a traiectoriilor particulelor către interstițiile paletei.

Pe extradadosul paletei de rotor se observă apariția unei regiuni de presiune scăzută dinspre periferia paletei $C_p = -0.2$ (punctul de funcționare GP05). Această regiune se extinde către butucul rotoric, iar la creșteri ulterioare ale debitului turbinat apare o depresiune accentuată de $C_p = -0.4$ (punctul de funcționare GP15).

Intradosul paletei rotorice nu prezintă modificări notabile ale coeficientului de presiune odată cu modificarea debitului turbinat. Acest fapt conduce la concluzia că pentru optimizarea paletei rotorice trebuie verificată întotdeauna distribuția de presiune pe extradadosul paletei.

Pe paleta rotorică distribuția tensiunii de frecare la perete indică valori ridicate la periferie atât pentru extradados, cât și pentru intrados, variația acesteia fiind direct proporțională cu raza. Pe extradados apare în punctul de funcționare GP10 la periferie o regiune cu valoarea $\tau_w = 800[Pa]$ în mijlocul rețelei. De remarcat că zona de mijloc a profilului corespunde cu zona de săgeată maximă a rețelelor de profile pentru paletajul rotoric conform Tab. 5.4.

Odată cu creșterea debitului turbinat apar regiuni cu tensiuni de frecare de $1000 - 1200[Pa]$ pe extradadosul paletei de rotor la periferie. Acest fapt conduce la concluzia că regimul de funcționare rotoric este dat de modificarea câmpului hidrodinamic de la periferia paletei (ultima treime a paletei).

Profilele hidrodinamice sunt cele mai lungi în această regiune și foarte subțiri (sub 6%) așa încât modificări ușoare ale curentului incident conduc la efecte sesizabile în funcționarea paletei. Sensibilitatea profilelor la curentul incident este sub modificarea de viteză din dărele provenite din aparatul director cu atât mai mult cu cât periferia paletei rotorice este cea mai apropiată de rețeaua în tandem a distribuitorului (stator+aparat director).

Creșterea tensiunii de frecare la perete la mijlocul rețelei pe extradadosul paletei rotorice la periferie urmată de o scădere bruscă a presiunii în a doua jumătate a rețelei indică o accelerare a curentului. Intensitatea acestui fenomen este în directă legătură cu prezența interstițiului paletei care va induce un vârtej de capăt ce va afecta performanțele energetice ale rotorului cum se arată în paragraful 7.2.5.

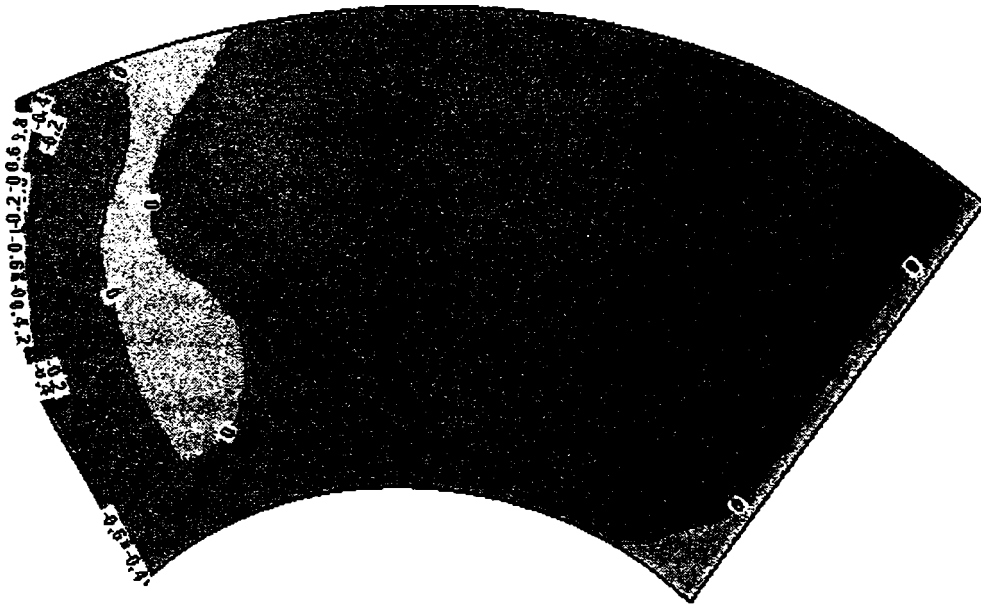


Figura 7.11: Coeficientul de presiune hidrostatică pe extradusul paletei de rotor pentru regimul de funcționare GP00

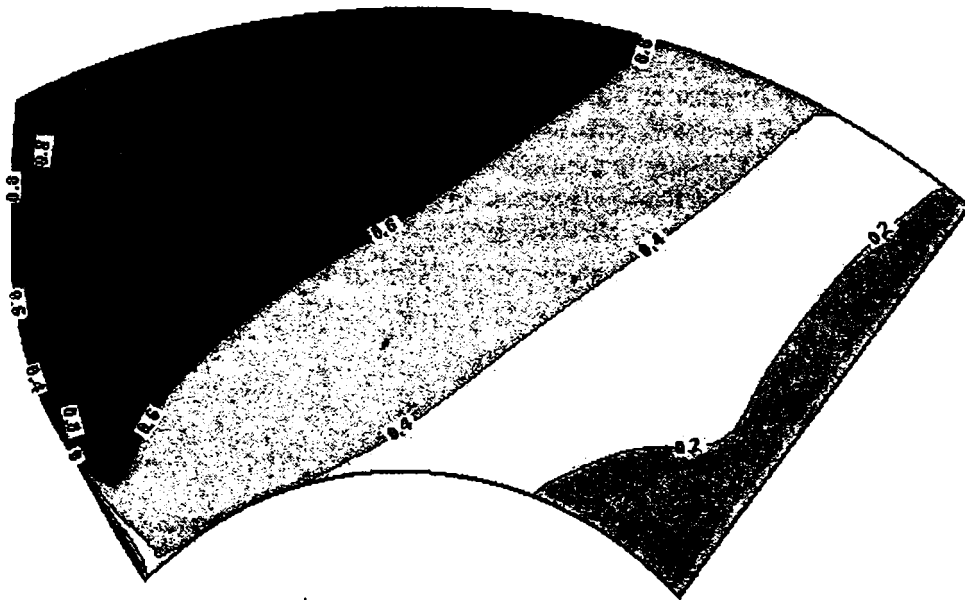


Figura 7.12: Coeficientul de presiune hidrostatică pe intradosul paletei de rotor pentru regimul de funcționare GP00

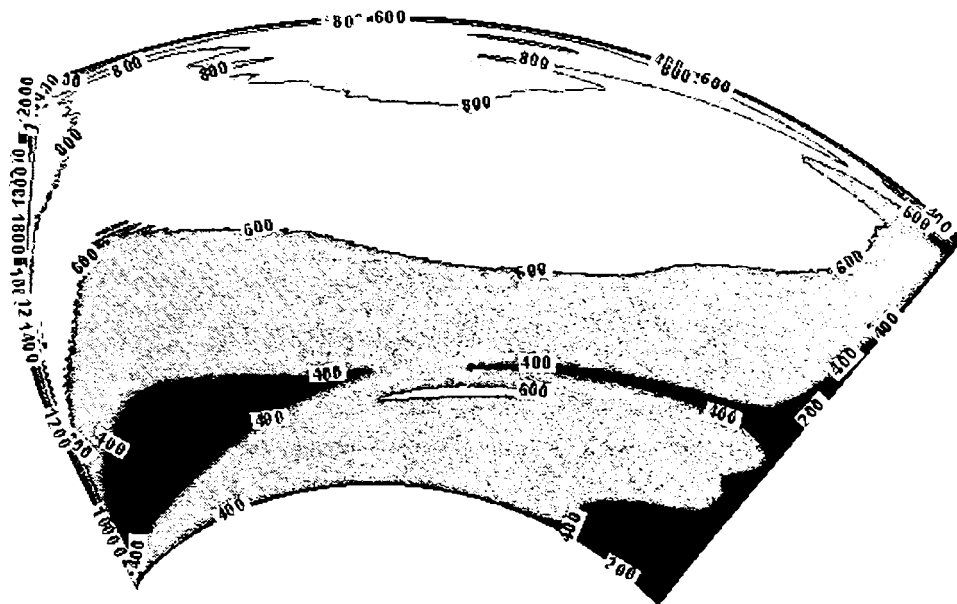


Figura 7.13: Tensiunea de frecare la perete τ_w [Pa] pe extradrosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP00

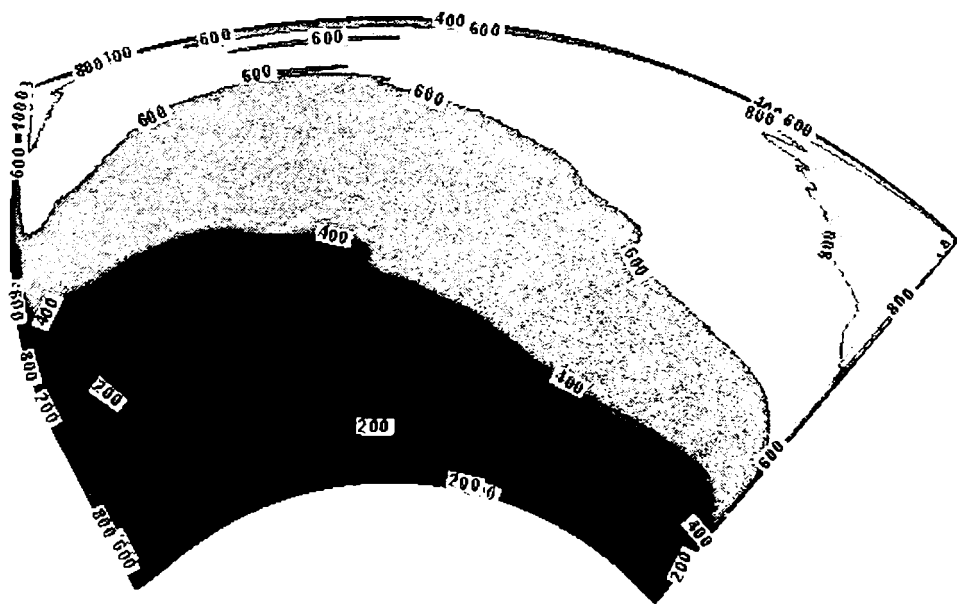


Figura 7.14: Tensiunea de frecare la perete τ_w [Pa] pe intradosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP00

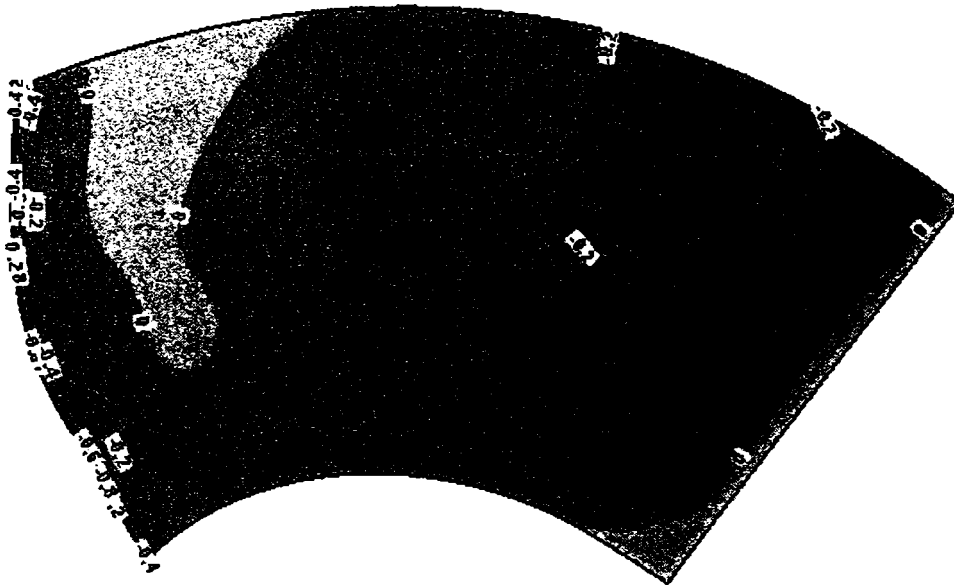


Figura 7.15: Coeficientul de presiune hidrostatică pe extradossul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP05

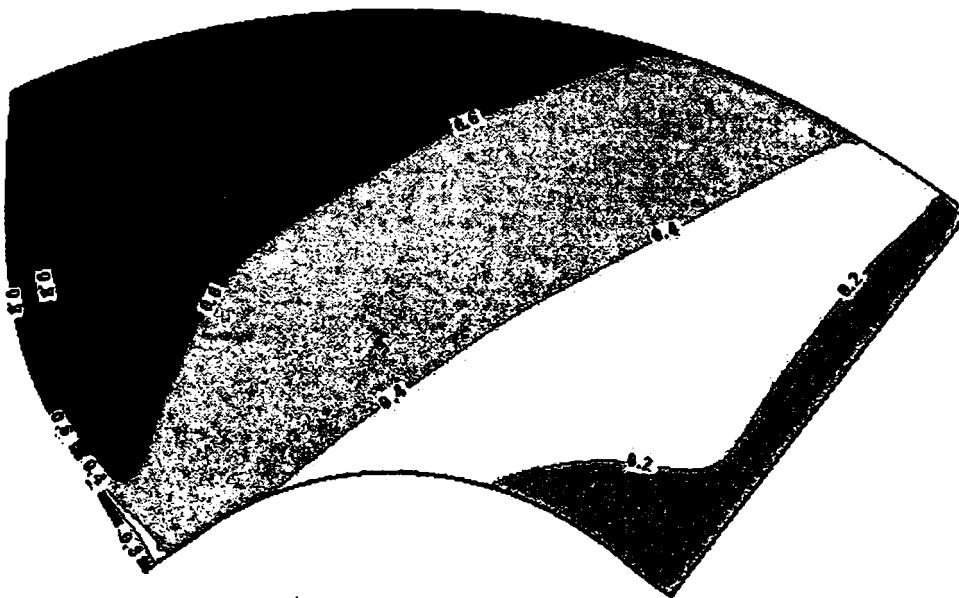


Figura 7.16: Coeficientul de presiune hidrostatică pe intradosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP05

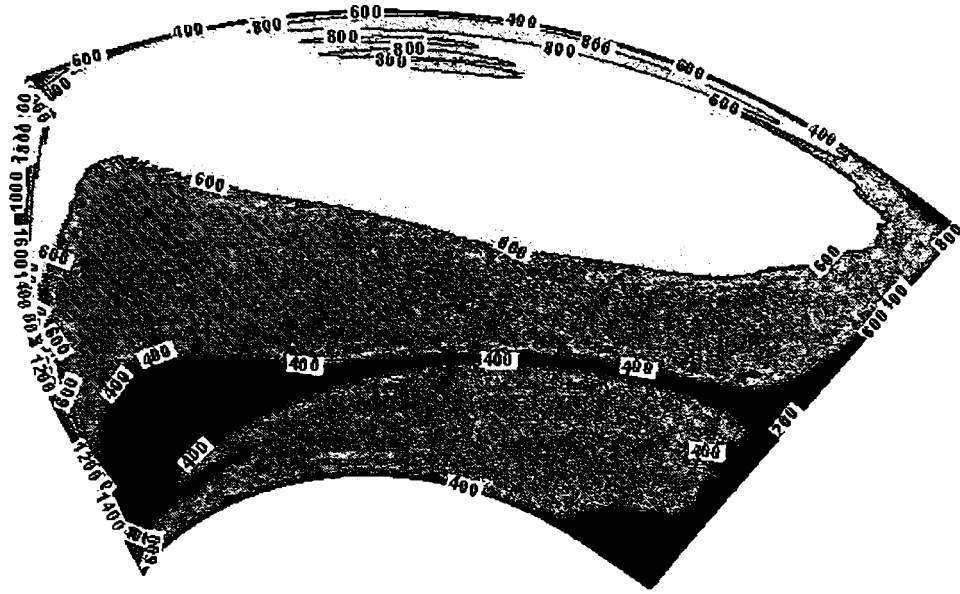


Figura 7.17: Tensiunea de frecare la perete τ_w [Pa] pe extradrosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP05

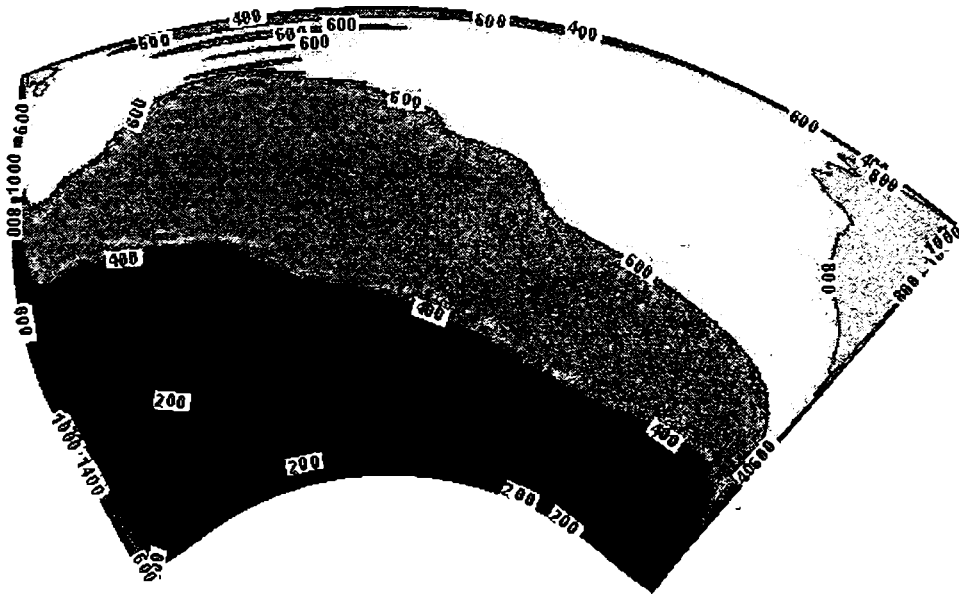


Figura 7.18: Tensiunea de frecare la perete τ_w [Pa] pe intradosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP05

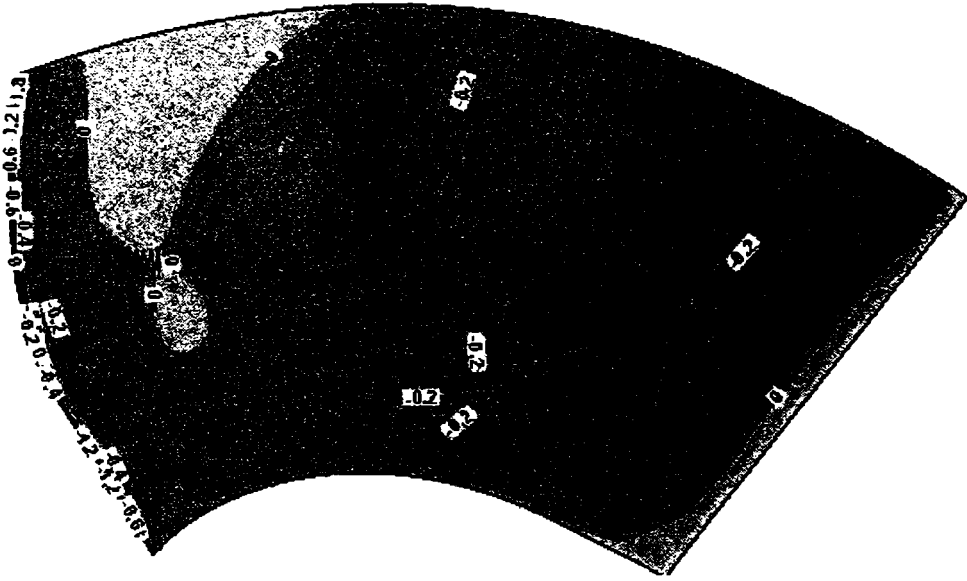


Figura 7.19: Coeficientul de presiune hidrostică pe extradossul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP10

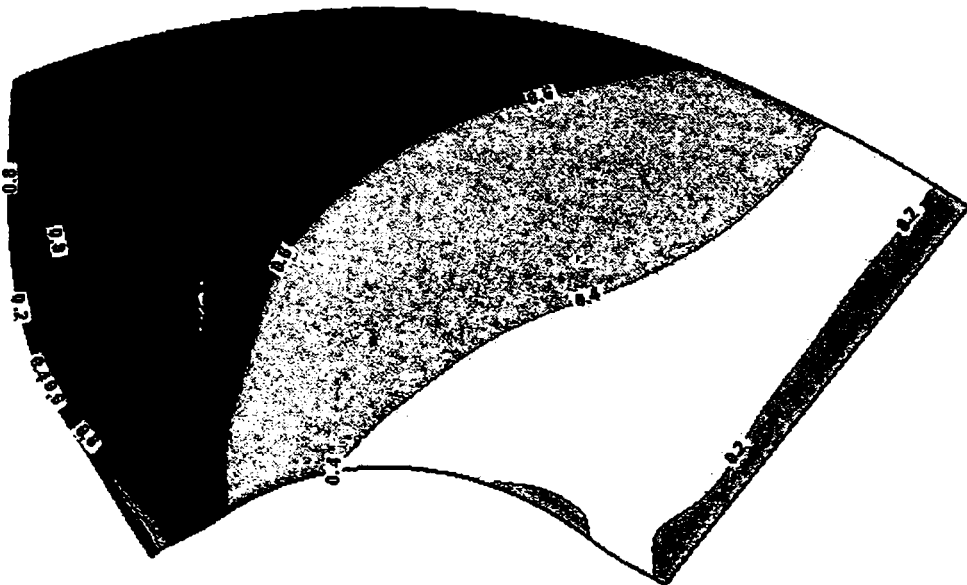


Figura 7.20: Coeficientul de presiune hidrostică pe intradosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP10

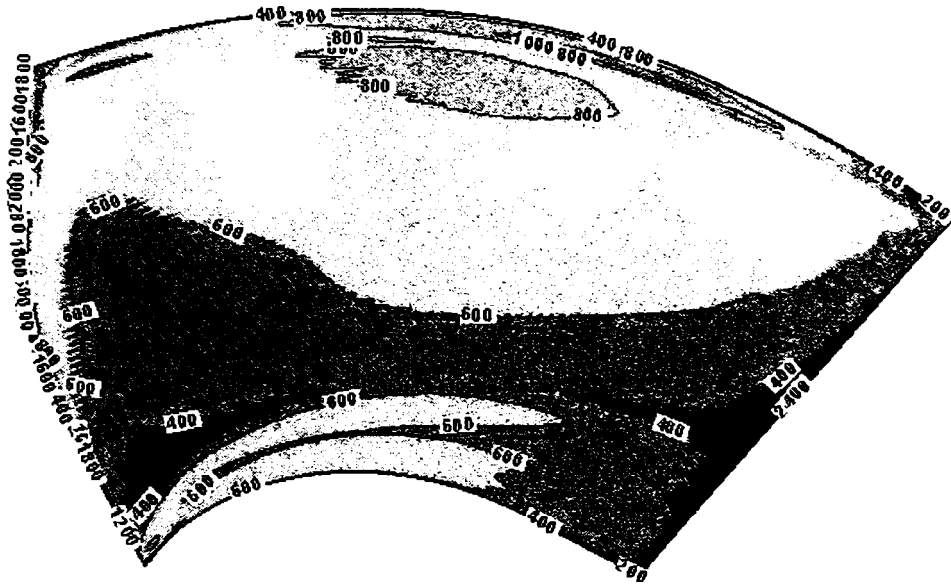


Figura 7.21: Tensiunea de frecare la perete τ_w [Pa] pe extradrosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP10

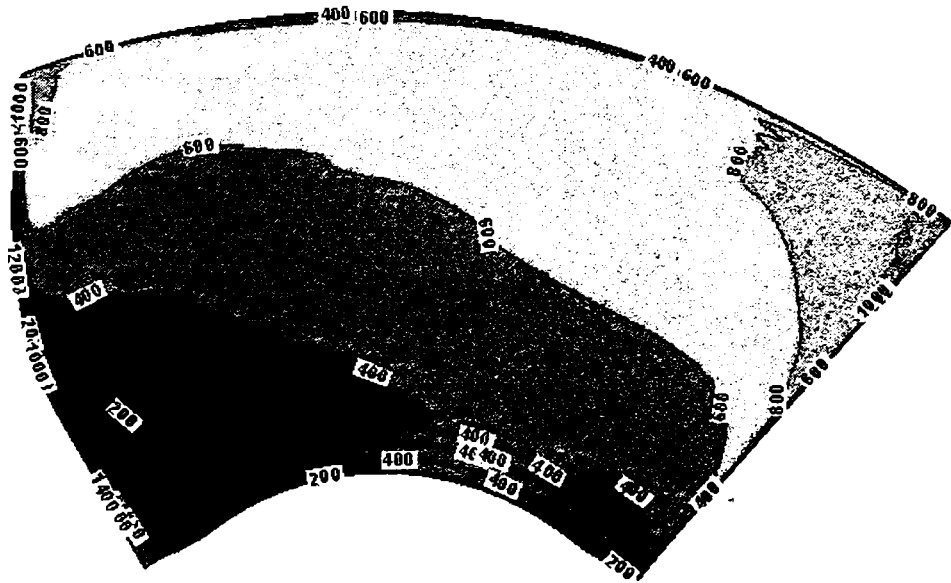


Figura 7.22: Tensiunea de frecare la perete τ_w [Pa] pe intradrosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP10

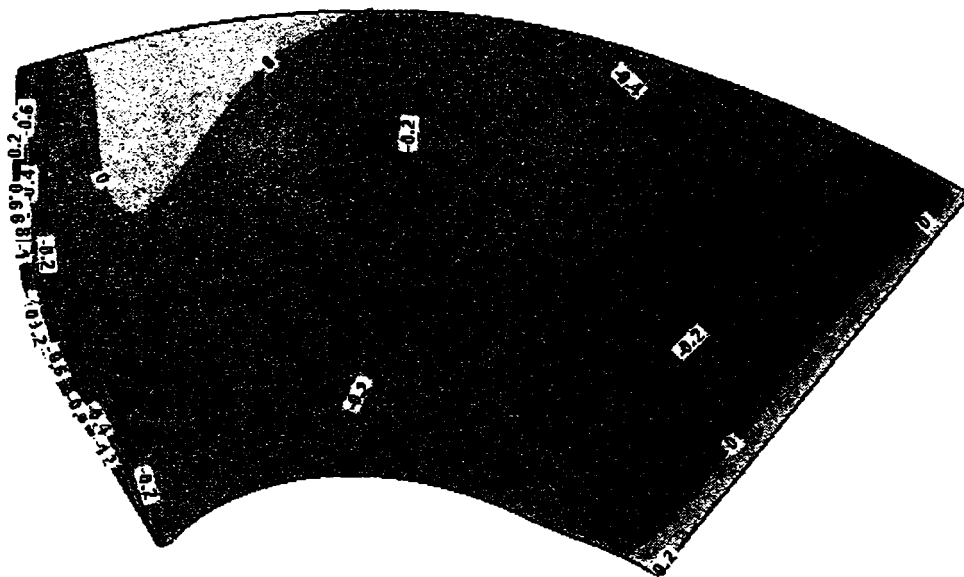


Figura 7.23: Coeficientul de presiune hidrostatică pe extradusul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP15

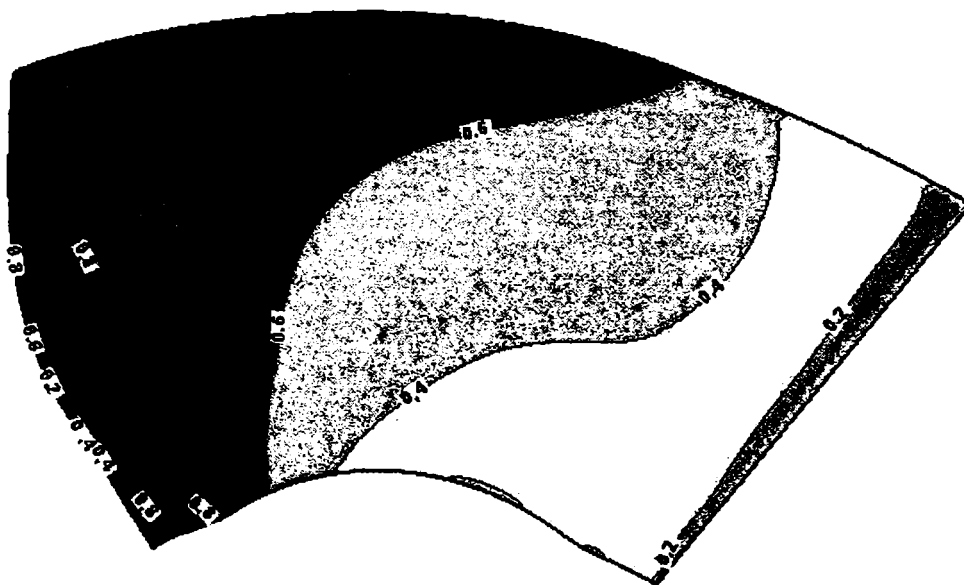


Figura 7.24: Coeficientul de presiune hidrostatică pe intradosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP15

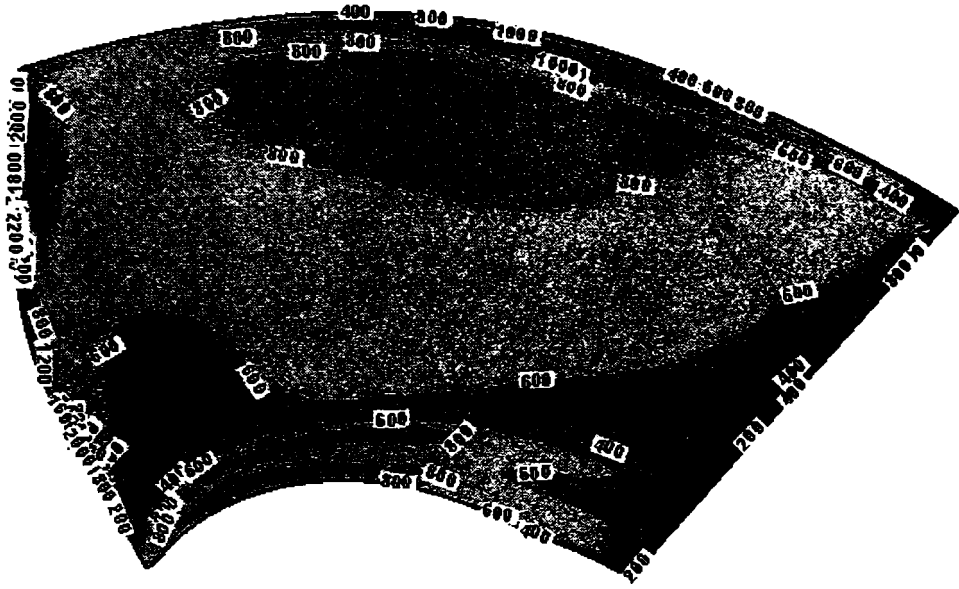


Figura 7.25: Tensiunea de frecare la perete τ_w [Pa] pe extradossul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP15

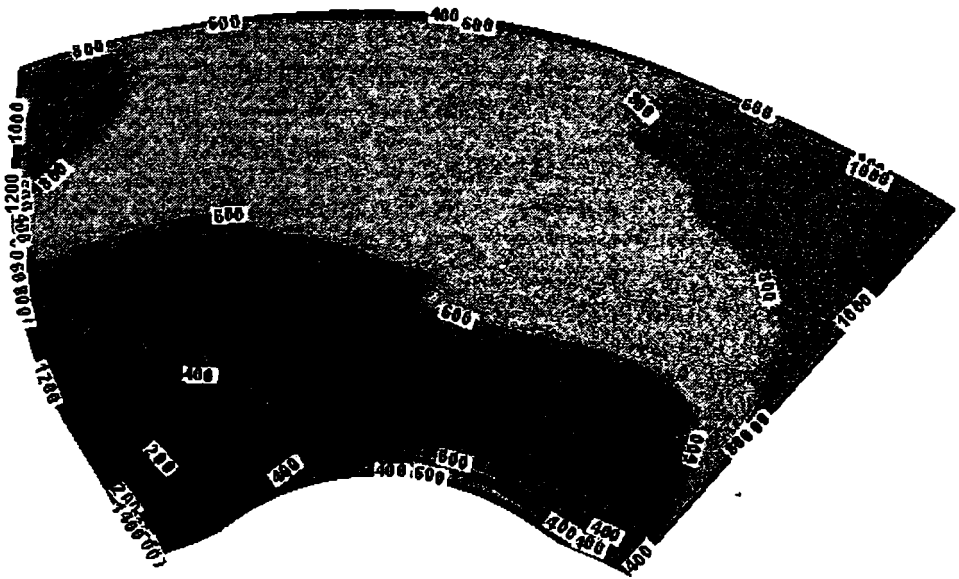


Figura 7.26: Tensiunea de frecare la perete τ_w [Pa] pe intradossul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP15

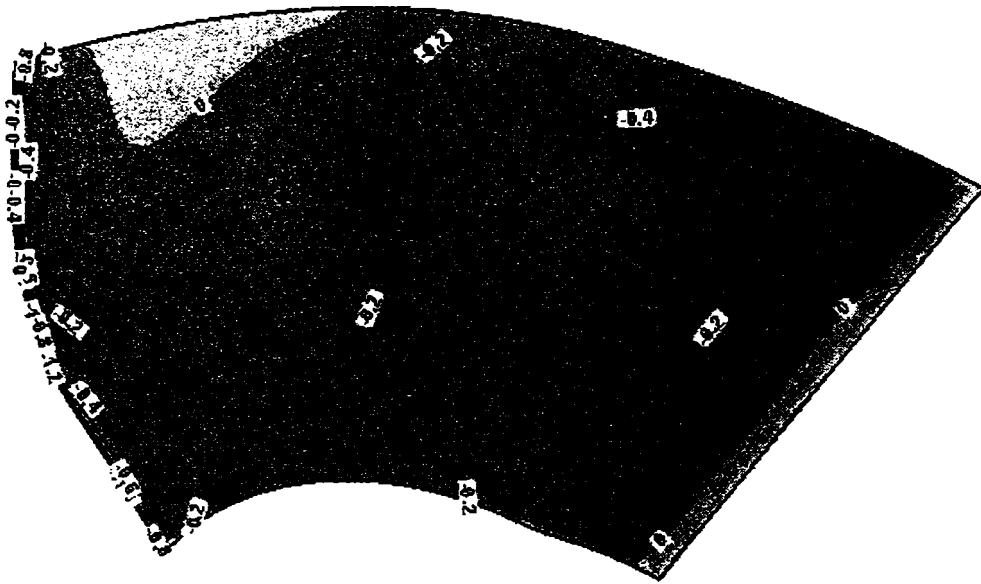


Figura 7.27: Coeficientul de presiune hidrostatică pe extradrosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP17

7.2.3 Validarea câmpului de presiune din rotor

Pentru a valida câmpul de presiune de pe paletajul rotorului s-a intersectat paleta de rotor cu 3 cilindri coaxiali cu axa turbinei la 10-50-90% din distanța butuc periferic. Desfășurata acestor cilindri coaxiali este prezentată în Figura 7.31.

Analiza curgerii în aceste rețele de profile s-a făcut bidimensional în FLUENT și de asemenea în comparație cu rețelele de profile NACA anologice pentru parametrii geometrici obținuți. Astfel s-au obținut rețelele de profile NACA 4610 (apropiere de butuc), NACA 2606 (pentru firul mijlociu) și NACA 1603 (în apropiere de periferia paletii rotorice).

Din analiza Fig. 7.32-7.34 se conchide că încărcarea bordului de atac este mai mare în simularea curgerii 2D și scade spre bordul de fugă al paletii, acest fapt fiind în contradicție cu rezultatele calculului 3D pe paleta rotorică. Curgerea 3D surprinde așadar curentul, spre deosebire de curgerea 2D, cu toate aspectele sale.

Încărcarea paletii de rotor este neuniformă în direcție radială deoarece diferența de presiune intrados-extrados crește la raze mai mari. Acest fapt prezintă o importanță ridicată la optimizarea paletii de rotor când trebuie modificată rețeaua de rotor la periferie pentru grosimi reduse de paletaj (sub 6%) și săgeți relative extrem de reduse (sub 1%).

7.2.4 Efecte tridimensionale în rotorul turbinei Kaplan

Efectele tridimensionale ale curgerii în rotorul turbinei Kaplan sunt puse în evidență cu ajutorul vitezei radiale medii în întreg domeniul de rotor:

$$\bar{v}_r^2 = \frac{\int \left(\frac{v_r}{v}\right)^2 dVol}{\int dVol} \quad (7.7)$$

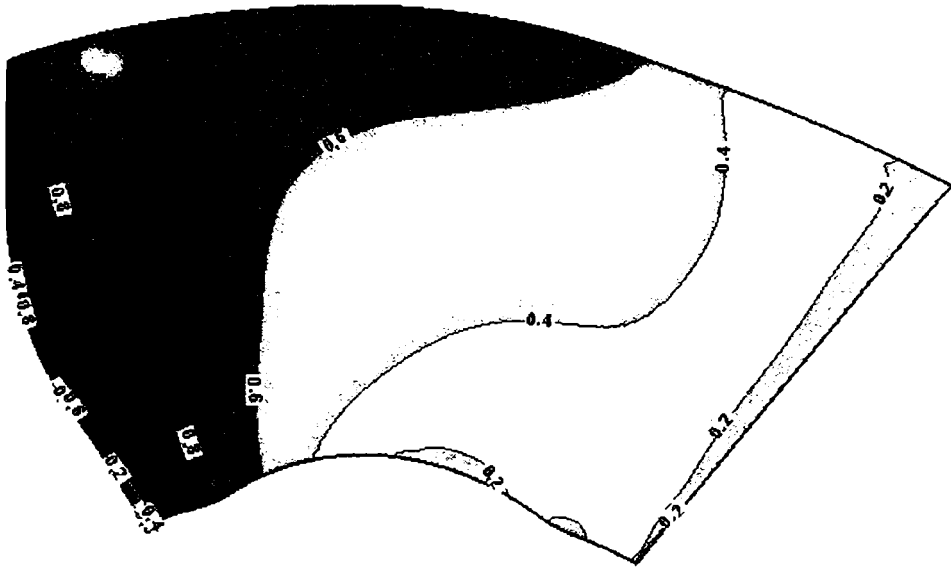


Figura 7.28: Coeficientul de presiune hidrostică pe intradosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP17

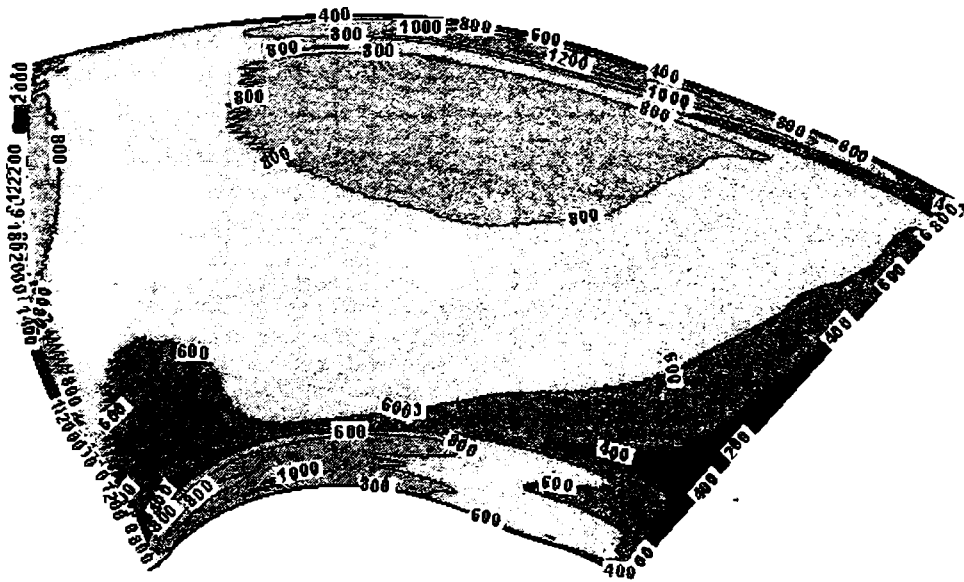


Figura 7.29: Tensiunea de frecare la perete $\tau_w [Pa]$ pe extradosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP17

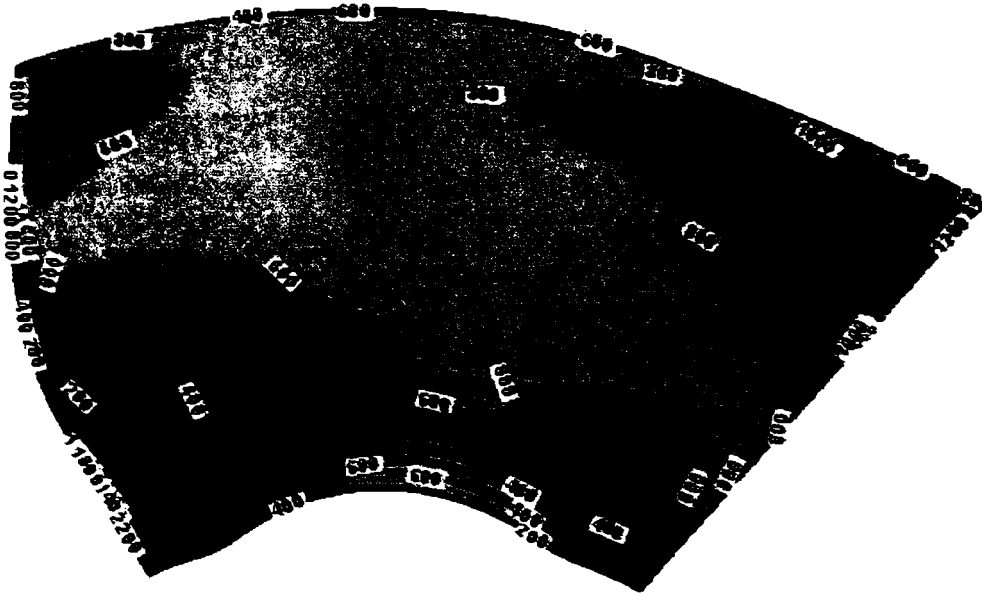


Figura 7.30: Tensiunea de frecare la perete $\tau_w [Pa]$ pe intradosul paletii de rotor pentru regimul de funcționare GP17

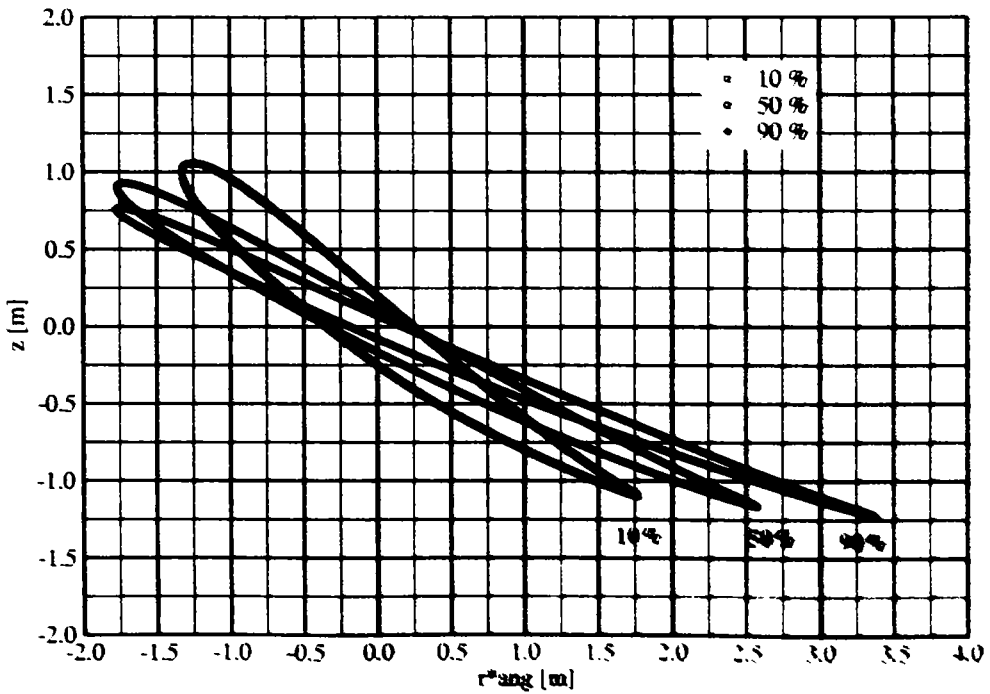


Figura 7.31: Intersecția paletii rotorice cu suprafețe cilindrice și aplatizarea acestora

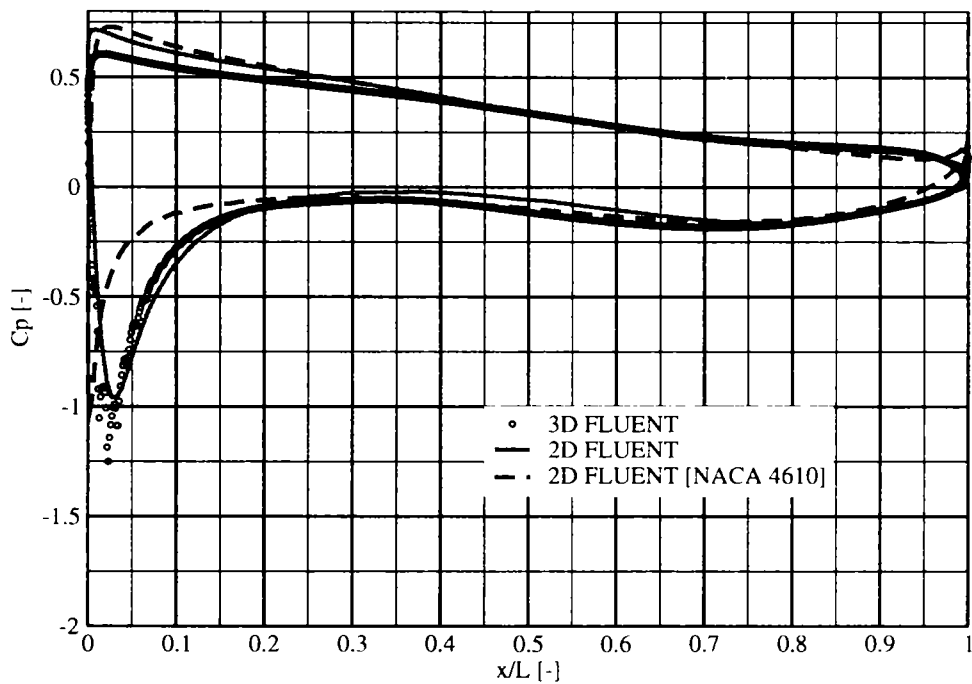


Figura 7.32: Validarea coeficientului de presiune hidrostică în vecinătatea butucului rotorului

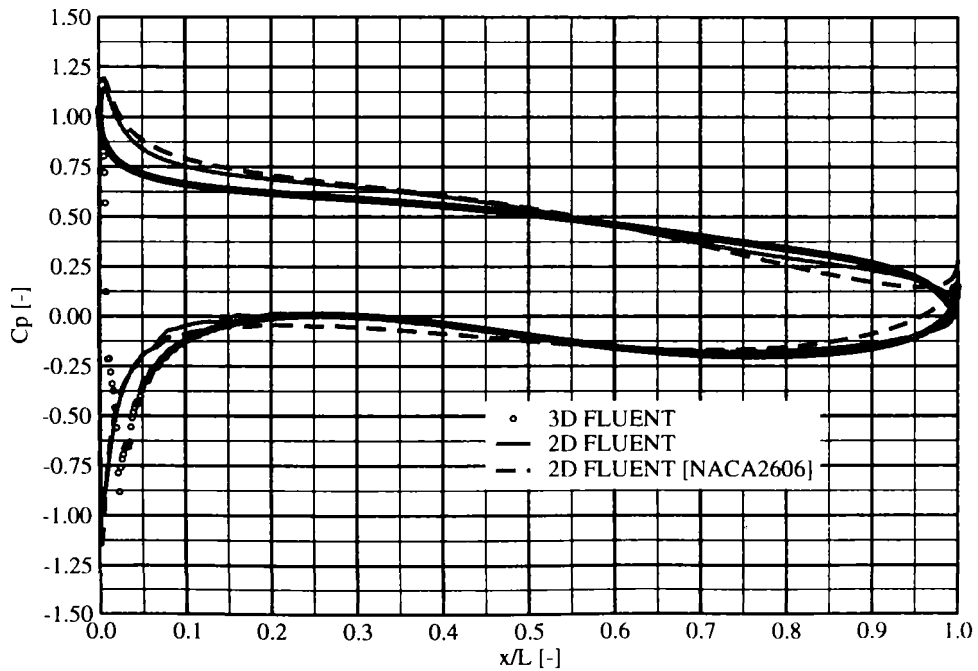


Figura 7.33: Validarea coeficientului de presiune hidrostică la mijlocul paletii rotorului

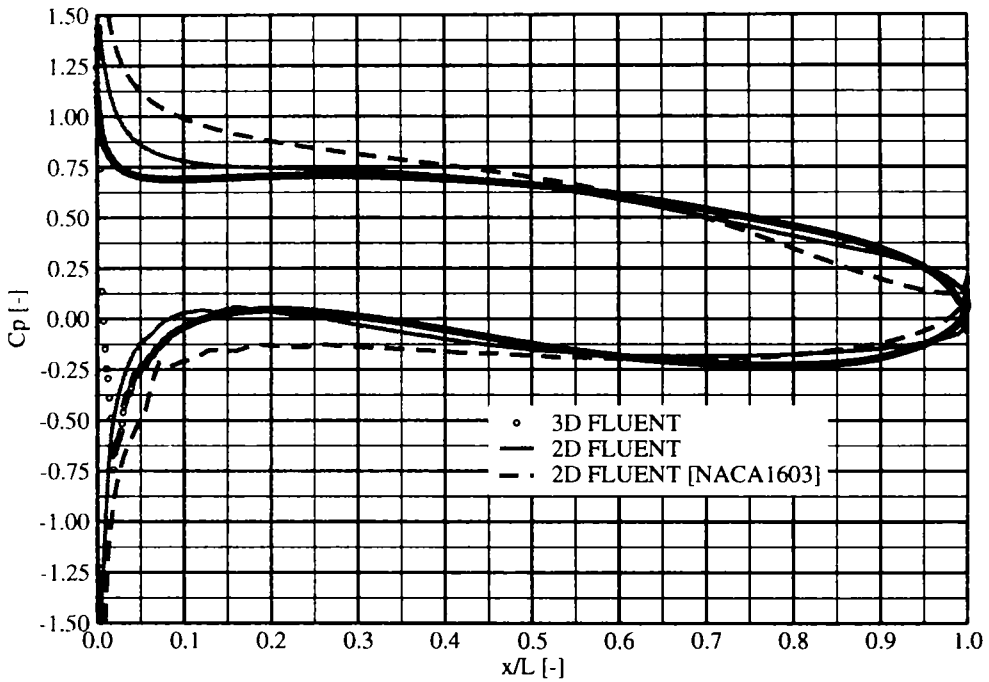


Figura 7.34: Validarea coeficientului de presiune hidrostatică în vecinătatea carcasei turbinei

Relevanța acestui coeficient este cu atât mai mare cu cât comparația se face pentru rețele de discretizare identice sau analoage.

În Figura 7.35 se observă devierea de la cilindru a traiectoriilor generate amonte de paletele rotative pentru punctul optim de funcționare GP05. Din cauza încărcării paletelor de rotor particulele sunt deviate către butucul, respectiv carcasa, rotorului turbinei.

Din analiza Figurii 7.36 se poate concluziona că minimumul curbei de variație a vitezei radiale medii pe rotorul turbinei Kaplan este atins în dreptul punctului optim de funcționare GP05. Efectele tridimensionale ale curgerii cresc la debite diferite de cel optim. Cu cât mișcările 3D ale curentului sunt mai mici cu atât mai reduse sunt efectele limitărilor ipotezelor de proiectare a rețelilor de profile în ipotezele proiectării clasice pe cilindri coaxiali fără mișcări radiale între rețele.

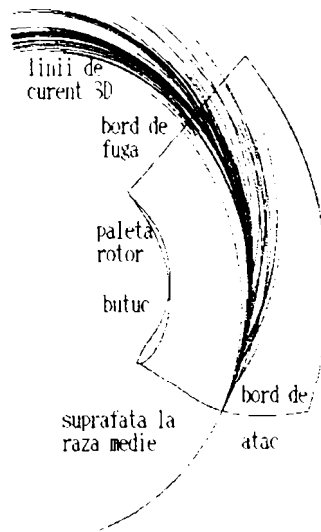


Figura 7.35: Devierea liniilor de curent de la cilindru în rotorul turbinei în punctul optim de funcționare

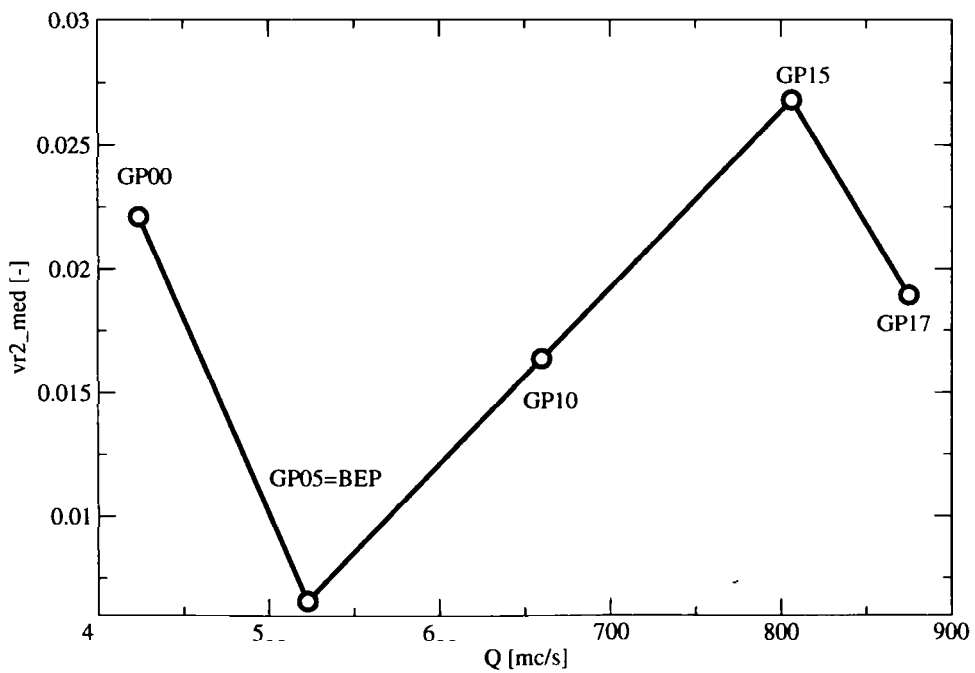


Figura 7.36: Cuantificarea vitezelor radiale în rotorul turbinei Kaplan în regimuri variabile de funcționare

7.2.5 Puterea stereomecanică obținută la arborele turbinei. Curgerea tridimensională din interstițiul paletelor rotorice cu carcasa turbinei Kaplan

Variația puterii stereomecanice funcție de debitul turbinat este reprezentată în Figura 7.37 și se observă că la debite subnominale eroarea între calculul 3D și experiment este practic neglijabilă, iar la debit maxim (punctul de funcționare GP17) eroarea este în jur de 8%.

Pentru a cuantifica eroarea în puterea stereomecanică dată de interstițiul paletelor rotorice cu coroana și butucul sferic al rotorului, s-a analizat curgerea tridimensională în regiunea de capăt a paletelor de rotor cu așezarea paletelor corespunzătoare punctului de funcționare GP17.

Domeniul de calcul este prezentat în Figura 7.38. Acesta este dat de un canal interpaletar plan de lățime 300mm și un interstițiu de 10mm situat în capătul paletelor de rotor. S-a analizat curgerea doar pentru interstițiul paletelor cu carcasa turbinei. Pentru acest punct de funcționare s-au obținut 38.5[MW] fără interstițiu și respectiv 29.9[MW] în varianta cu interstițiu, adică o diferență de 8.7[MW] ceea ce reprezintă 4% din puterea rotorului, adică jumătate din eroarea de calcul a acestuia la punctul de debit maxim GP17.

Această diferență este ușor de explicat prin energia pierdută în vârtejul de capăt al paletelor rotorice din Figura 7.40. De amintit că domeniul de calcul utilizat este cu un interstițiu de lățime constantă și egală cu 10mm . În practică, lățimea acestui interstițiu este variabilă și depinde de punctul de funcționare al turbinei.

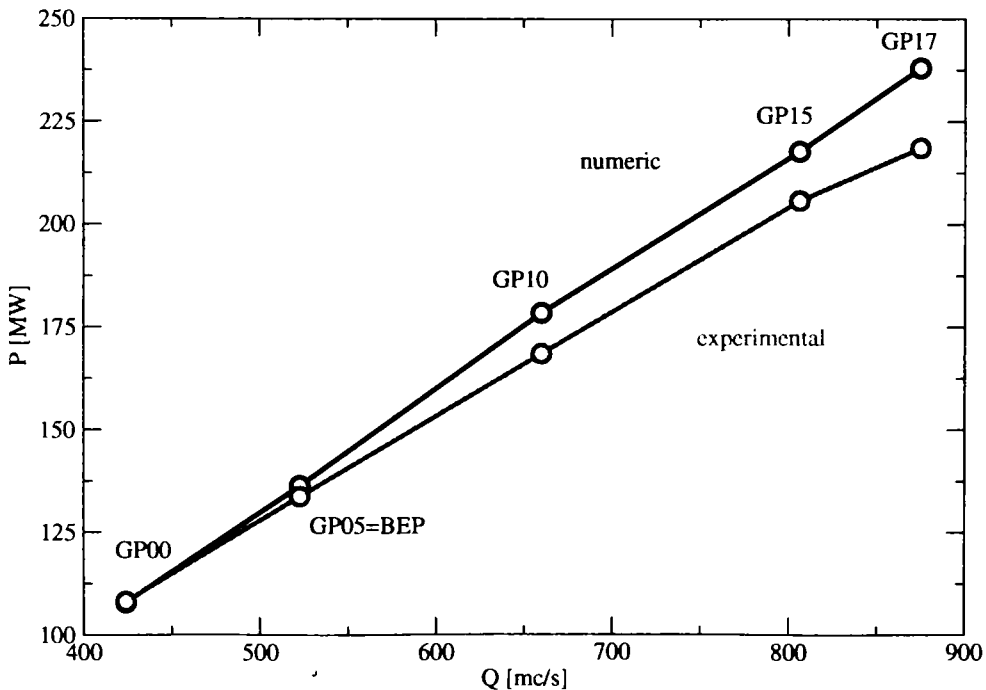


Figura 7.37: Puterea obținută la arborele turbinei pentru regimuri variabile

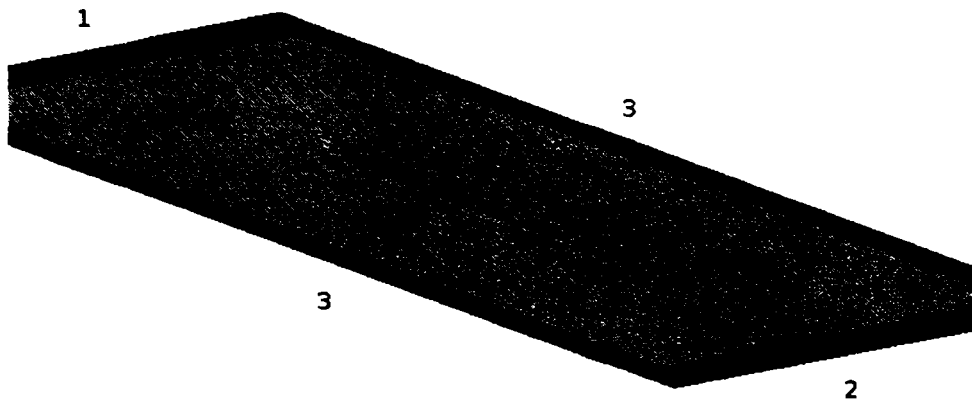


Figura 7.38: Domeniul tridimensional utilizat la descrierea câmpului din interstițiul paletă rotor - carcasa turbinei pentru punctul de funcționare GP17. Notății: 1-secțiunea de intrare, 2-secțiunea de ieșire, 3-suprafețele periodice ale domeniului, 4-bordul de atac al paletii, 5-bordul de fugă al paletii, 6-intradosul paletii de rotor, 7-extradosul paletii de rotor

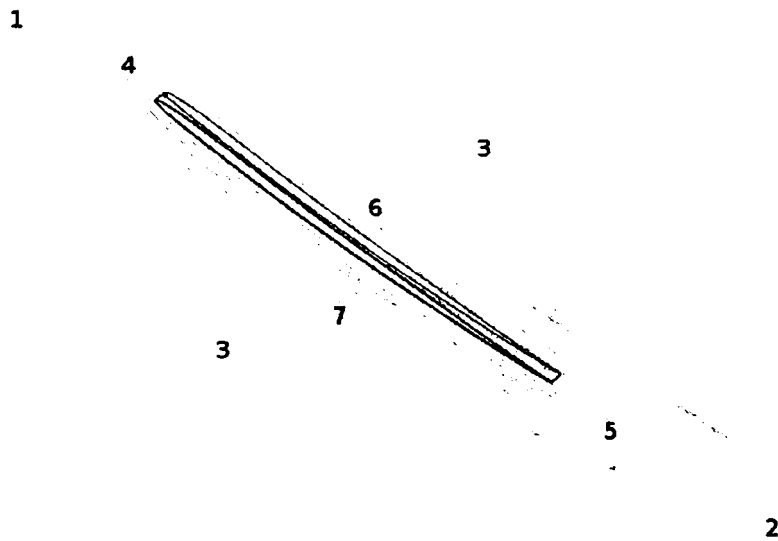


Figura 7.39: Trajectoriile particulelor din capătul paletii rotorice în varianta fără interstițiu

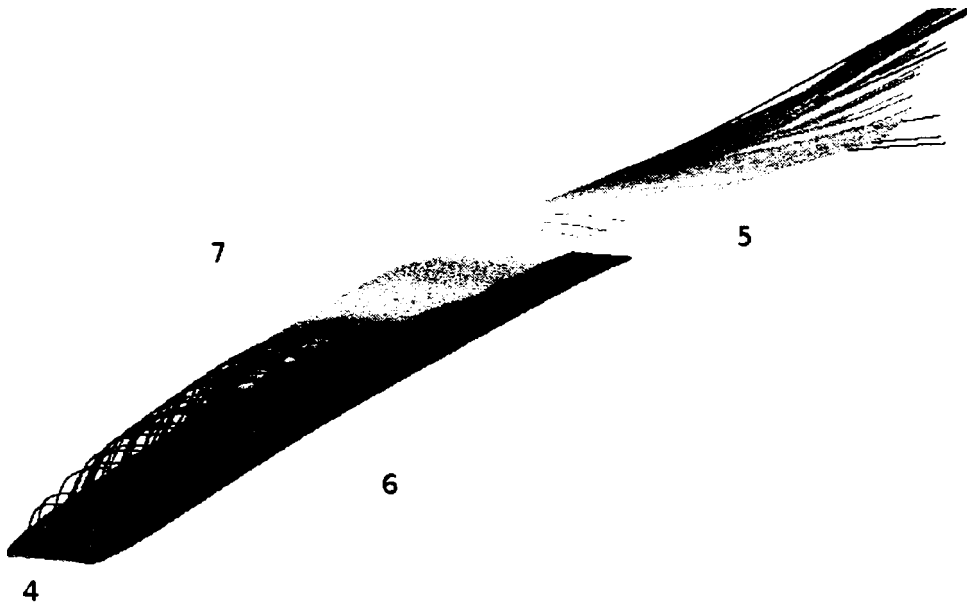


Figura 7.40: Traiectoriile particulelor din vecinătatea interstițiului paletei rotorice în varianta cu interstițiu

7.3 Câmpul hidrodinamic din tubul de aspirație al turbinei Kaplan

Curgerea din tubul de aspirație al turbinei Kaplan este analizată prin calculul eficienței hidraulice a acestuia cu ajutorul energiei cinetice de la intrarea în tubul de aspirație [4]:

$$\eta_{DT} = 100 \left(1 - \frac{h_p DT}{\frac{\alpha_{in} v_{in}^2}{2g}} \right) [\%] \quad (7.8)$$

unde α este coeficientul lui Coriolis de neuniformitate a vitezei pe secțiunea de intrare în tubul de aspirație. În urma calculării procentului de debit pe traseul din stânga, respectiv dreapta, al tubului de aspirație s-a constatat că la debitul optim raportul între acestea prezintă un extrem. Prin urmare pierderea de randament a tubului de aspirație în afara optimului este dată doar de regiunea de stagnare și apoi recirculare din conul turbinei (Figura 7.42) ceea ce este în deplină concordanță cu literatura de specialitate.

7.4 Concluzii

Câmpul hidrodinamic din distribuitorul turbinelor Kaplan prezintă o neuniformitate a vitezei accentuată în regiunea frontală a aducțiunii. Teoria clasică a proiectării statoarelor de turbină hidraulică considera că solicitarea hidrodinamică a acestora trebuie să fie redusă în comparație cu cea a paletajelor de aparat director. Cercetări recente [78, 79, 80] au dus la concluzia că pentru a avea o uniformizare a curentului amonte de rotorul turbinei Kaplan este necesar a

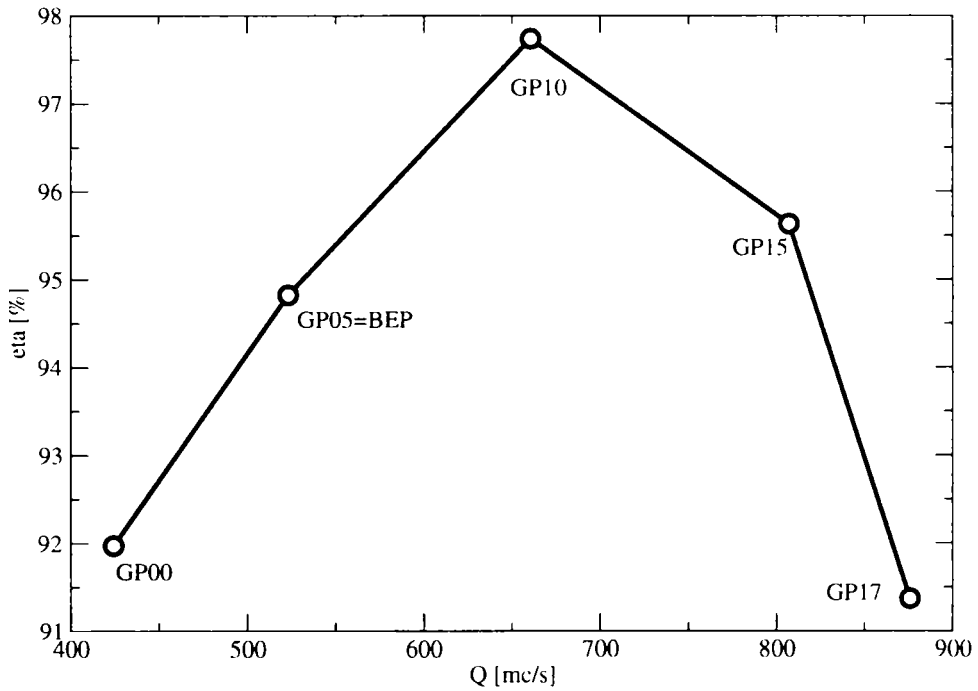


Figura 7.41: Randamentul tubului de aspirație în regimuri variabile de funcționare



Figura 7.42: Traiectoriile particulelor în tubul de aspirație al turbinei Kaplan pentru punctul de funcționare GP17

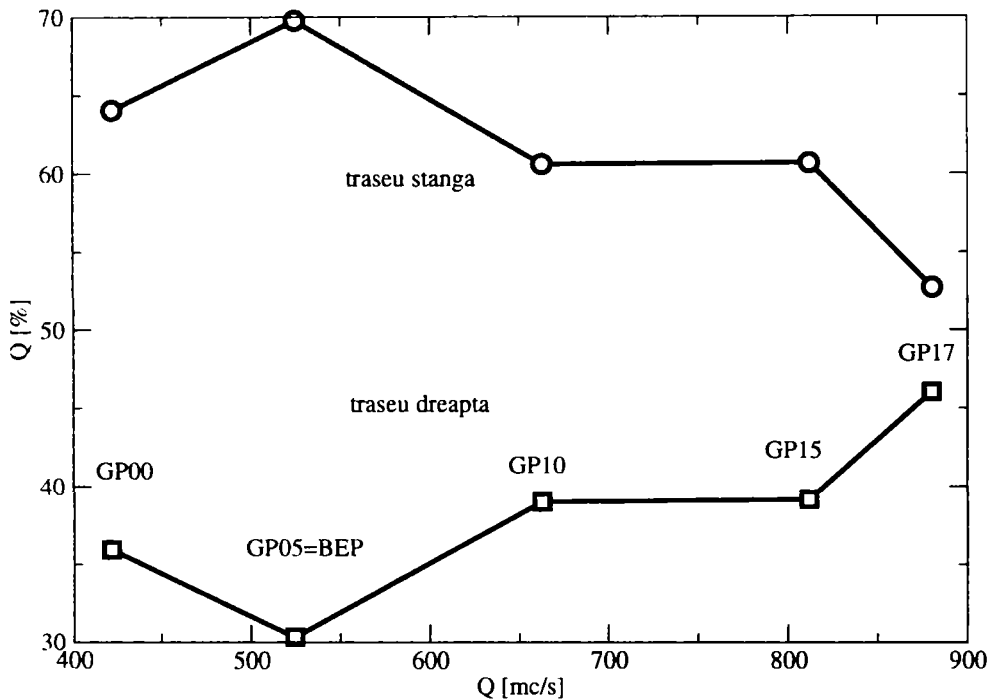


Figura 7.43: Împărțirea debitului în tubul de aspirație pe traseul din stânga/dreapta

avea coloane statorice încărcate. Acest fapt este necesar în special pentru coloanele statorice din partea frontală a camerei, coloane care prezintă pasul relativ cel mai ridicat și grosime relativă maximă cea mai redusă chiar dacă liniile de curent din această regiune sunt deviate cu mai bine de 90° până la intrarea în aparatul director. Distribuția încărcării coloanelor de stator este prezentată în Figura 7.1 și se poate observa că încărcarea coloanelor din regiunea frontală a camerei este de 4-5 ori mai mare decât cele din regiunea spiralată. Această încărcare hidrodinamică împreună cu încărcarea mecanică a coloanelor dată de susținerea plafonului turbinei conduce la amorsarea de fisuri în materialul coloanelor statorice [19]. Aceeași distribuție a încărcării coloanelor statorice s-a obținut și pe alte turbine Kaplan ale altor hidroamenajări chiar dacă înfășurarea camerei era mai redusă (180° față de 225°).

Presiunea obținută pe paleta de rotor în urma simulării curgerii 3D turbulente diferă comparativ cu simularea curgerii 2D în special în regiunea bordului de atac al paletii de rotor după cum se poate observa în Fig. 7.32-7.34. Aceasta se datorează în special efectelor 3D din rotor care sunt neglijate în apropierea bordului de atac pentru curgerea 2D (Fig. 7.35-7.36).

Cuantificarea erorilor de calcul numeric a puterii mecanice obținute pe rotorul turbinei Kaplan datorate neincluzării interstițiului paletii cu butucul și respectiv cu carcasa este prezentată în paragraful 7.2.5. Se poate concluda că efectul interstițiului este major (mai bine de 50% din totalul erorii) în obținerea unei puteri mecanice apropiate de experiment.

În ceea ce privește modelarea curgerii în tubul de aspirație al turbinelor Kaplan trebuie amintit că în cadrul tezei s-a utilizat inițial un cilindru orizontal atașat la ieșirea din tubul de aspirație, caz în care erorile de calcul a diferenței de presiune din tub erau ridicate (zeci de procente) [73]. Utilizarea în schimb a geometriei exacte de la hidroamenajarea Porțile de Fier I a condus la reducerea cu un ordin de mărime a acestor erori numerice de calcul.

Capitolul 8

Calculul pierderilor hidraulice și randamentul hidraulic

Căderea totală a turbinei se definește ca diferența între energiile specifice mediate pe intrarea și ieșirea din turbină. Evaluarea acesteia se face prin însumarea diferențelor de energie specifică pe segmente ale traseului hidraulic:

$$\Delta \left(\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} \right) = \Delta E_{cs} + \Delta E_{st} + \Delta E_{ad} + \Delta E_{mec} + \Delta E_{rot} + \Delta E_{ta} = H_t \quad (8.1)$$

Energia mecanică specifică mediată pe o anumită secțiune s se calculează ca fiind:

$$E_s = \frac{\iint_s \left(\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} \right) (\vec{v} \cdot \vec{n}) ds}{\iint_s (\vec{v} \cdot \vec{n}) ds} \quad (8.2)$$

În ecuațiile de mai sus, indicii utilizați reprezintă:

- cs pentru camera spirală a turbinei – de la suprafața de intrare în camera spirală și până la intrare în stator;
- st pentru statorul turbinei – de la suprafața de intrare în stator până la suprafața cilindrică aval de statorul turbinei;
- ad pentru aparatul director al turbinei – de la o suprafață cilindrică amonte de paleta directoare până la interfața dintre aparatul director și rotor;
- mec reprezintă partea din energia din rotor transformată în energie mecanică;
- rot pentru pierderile în domeniul rotorului – de la suprafața de interfață dintre aparatul director - rotor și până la planul orizontal de la ieșire de pe ogiva rotorului care corespunde cu suprafața orizontală de intrare în domeniul tubului de aspirație;
- ta pentru tubul de aspirație al turbinei – de la suprafața de intrare în acesta și până la ieșirea din turbină.

Dacă se împarte ecuația 8.1 cu H_t se obține:

$$\frac{h_{cs}}{H_t} + \frac{h_{st}}{H_t} + \frac{h_{ad}}{H_t} + \frac{h_{mec}}{H_t} + \frac{h_{rot}}{H_t} + \frac{h_{ta}}{H_t} = 1.0 \quad (8.3)$$

Termenul dat de energia mecanică este:

$$\frac{h_{mec}}{H_t} = \frac{\frac{M\Omega}{\rho g Q}}{H_t} = \eta_t \quad (8.4)$$

și reprezintă randamentul hidraulic al turbinei, coeficient care se măsoară experimental pe stațiunile de încercare a turbinelor conform normelor internaționale [54].

Momentul hidrodinamic rezultat la arborele turbinei este dat de însumarea momentelor elementare pe suprafața paletii de rotor date de forțele de presiune și cele vâscoase:

$$\vec{M} = \sum_{\text{paleta rotor}} \vec{r} \times (pd\vec{s}) + \vec{r} \times \left(\mu \frac{dv}{dn} d\vec{s}\right) \quad (8.5)$$

Așadar randamentul hidraulic al turbinei η_t este obținut numeric după ce se scad toate pierderile din traseul turbinei [17]:

$$\eta_t = 1.0 - \sum_{\text{in cs}}^{\text{out ta}} \frac{\Delta E}{H_t} \quad (8.6)$$

Din analiza pierderilor hidraulice redată în Tabelul 8.1 reiese că acestea sunt în proporție de 1 : 3 : 4 pentru aparatul director, rotor și tub de aspirație. Pierderile hidraulice în statorul turbinei

Tabelul 8.1: Pierderile hidraulice de pe fiecare element al turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I exprimate în procente din căderea totală a turbinei

Punct de funcționare	$\frac{h_{cs}}{H_t}$ [%]	$\frac{h_{st}}{H_t}$ [%]	$\frac{h_{ad}}{H_t}$ [%]	η_t [%]	$\frac{h_{rot}}{H_t}$ [%]	$\frac{h_{ta}}{H_t}$ [%]
GP00	0.062	0.156	0.798	95.024	2.689	1.271
GP05=BEP	0.007	0.022	0.829	93.831	2.340	2.971
GP10	0.014	0.034	0.605	92.885	2.282	4.180
GP15	0.017	0.047	0.567	91.442	2.366	5.561
GP17	0.022	0.055	0.555	91.099	2.403	5.865

sunt de aproximativ 3 ori mai mari față de camera spirală pe măsură ce liniile de curent sunt modificate de la intrarea în stator până la intrarea în aparatul director [70]. De asemenea viteza curentului în stator crește față de camera spirală și odată cu aceasta și pierderile hidraulice sunt mai mari. Pierderile hidraulice în aparatul director se datorează în principal accelerării curentului în zona acestora dat fiindcă grosimea relativă a acestor palete este ridicată și pasul relativ este redus ($\frac{\pi D_o}{32L_{ad}} = 0.88$).

Tabelul 8.2: Analiza valorilor calculate numeric comparativ cu cele măsurate experimental pentru punctul de funcționare optim ales al turbinelor Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Poștile de Fier I

Parametru	GP00	GP05	GP10	GP15	GP17
Debitul turbinei [$\frac{m^3}{s}$]					
- experimental	424.3	523.1	660.5	806.9	875.8
- numeric	424.0	522.7	659.8	806.3	874.9
- eroare [%]	0.06	0.08	0.11	0.08	0.11
Căderea turbinei [m]					
- experimental	27.83	27.83	27.83	27.83	27.83
- numeric	27.36	28.40	29.76	30.17	30.51
- eroare [%]	1.70	-2.05	-6.92	-8.41	-9.62
Puterea mecanică [MW]					
- experimental	108.14	133.74	168.6	205.75	218.6
- numeric	107.91	136.34	178.52	217.74	238.02
- eroare [%]	0.22	-1.95	-5.88	-5.83	-8.88
Randamentul turbinei [%]					
- experimental	93.5	93.8	93.7	93.6	91.6
- numeric	95.0	93.8	92.9	91.4	91.1
- eroare [%]	-1.7	-0.1	0.9	2.3	0.6

Constantele utilizate în cadrul calculului numeric sunt: turația rotorului - 71.429 [rpm], diametrul rotorului - 9.5 [m], densitatea apei - 998.2 [kg/m³], accelerația gravitațională - 9.8066 [m/s²]. Din analiza valorilor prezentate în Tabelul 8.2 se poate observa că rezultatele numerice obținute în urma calculului numeric prezintă diferențe de ordinul a 1-3% pentru mărimile definitorii ale punctului de funcționare optim – debitul Q și căderea H . Puterea hidrodinamică obținută în urma calculului numeric este mai mare cu aproximativ 2% decât cea experimentală, aceasta și din cauza ipotezelor simplificatoare ale calculului numeric de a nu lua în considerare rostul dintre palete și traseul hidraulic (vezi paragraful 7.2.5).

Randamentul turbinei Kaplan calculat numeric este cu 0.1% mai mic decât cel experimental corespunzător punctului optim de funcționare investigat acest fapt datorându-se și faptului că efectele 3D sunt minime în punctul optim de funcționare (vezi Figura 7.36).

8.1 Concluzii

Calculul pierderilor hidraulice pe fiecare element din componența traseului hidraulic al turbinei Kaplan a permis cuantificarea funcției de regimul de funcționare a transformărilor energetice ce apar în componentele turbinei. Astfel se poate concluda că pierderile din camera spirală și statorul turbinei sunt practic neglijabile pentru toată plaja de debite investigate în prezenta lucrare. Pierderile din aparatul director al turbinei și din rotor se modifică relativ puțin (de ordinul procentelor) chiar și la debite relativ depărtate de optim. În schimb pierderea hidraulică din tubul de aspirație crește continuu odată cu debitul turbinat. Dacă pierderile hidraulice din tubul de aspirație sunt mai puțin de jumătate din pierderile din rotor pentru

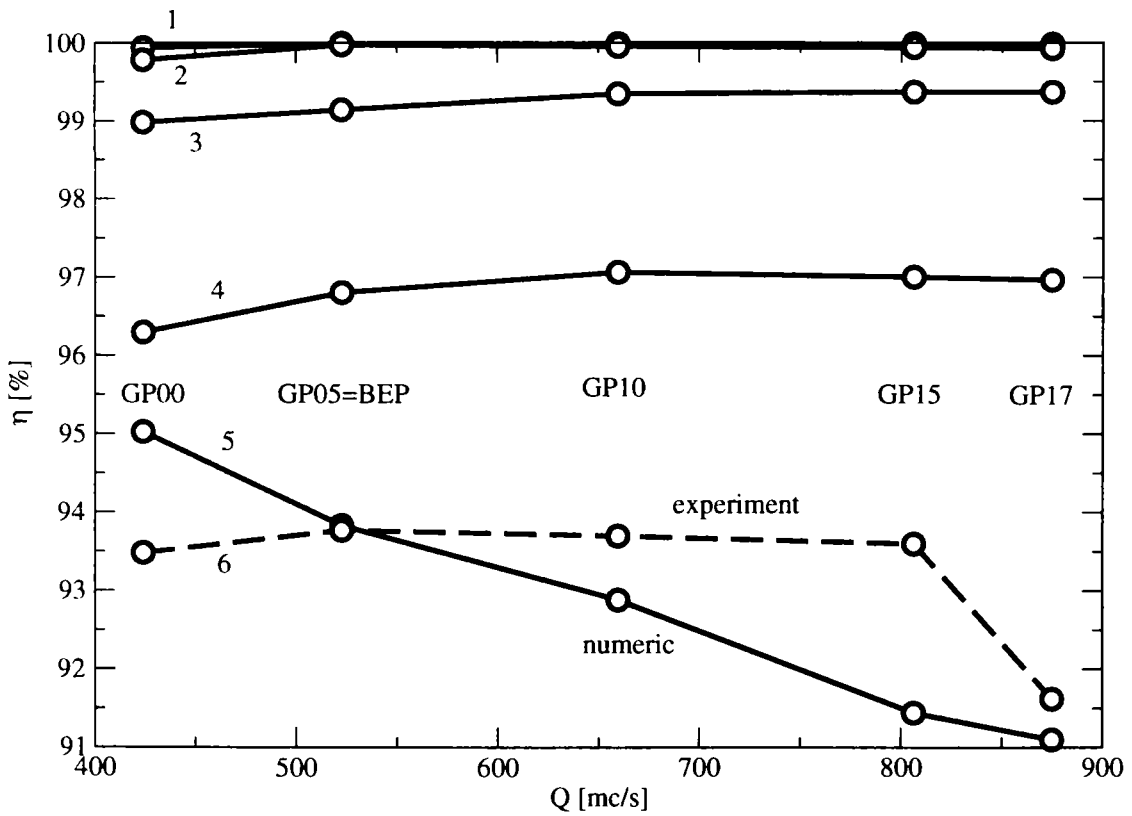


Figura 8.1: Distribuția randamentelor hidraulice în turbina Kaplan la regimuri variabile de funcționare. Notații: 1-aval camera spirală, 2-aval stator, 3-aval aparat director, 4-aval rotor, 5-randamentul turbinei obținut numeric, 6-randamentul turbinei obținut experimental

debitate reduse, la debitate mari pierderile din tubul de aspirație sunt mai mult decât dublul celor din rotor. Modificarea pierderilor din tubul de aspirație al turbinei influențează în mod direct distribuția randamentului turbinei la regimuri în afara optimului.

Capitolul 9

Simularea și analiza curgerii bifazice în rotorul turbinei Kaplan

Simularea numerică a curgerii cavitaționale în rotorul turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I a fost realizată cu ajutorul programului comercial Fluent 6 [36]. Pentru aceasta s-a utilizat un model bifazic de curgere lichid-vapori implementat în programul amintit. Printre ipotezele acestui calcul se enumeră următoarele:

- i. curgerea bifazică a fost soluționată doar în interiorul domeniului rotoric. Cu alte cuvinte pierderile hidraulice din restul turbinei (camera spirală, statorul, aparatul director și tubul de aspirație) au fost considerate ca fiind constante și egale cu cele din regimul fără cavitație utilizând modelul monofazic pentru curgere;
- ii. modelul bifazic de curgere apă-vapori, utilizat ca amestec lichid în cadrul soluționării calculului numeric cavitațional, implementat în programul comercial Fluent 6 [36] nu ia în calcul implozia bulelor de cavitație, fenomen ce influențează pierderile hidraulice din rotorul turbinei Kaplan și respectiv randamentul hidraulic al acesteia;
- iii. soluționarea curgerii în domeniul rotoric a fost efectuată utilizând un câmp incident staționar și omogen în direcție circumferențială, acestea fiind rezultatul cuplării câmpului hidrodinamic din interiorul rotorului cu cel din aparatul director utilizând tehnica interfeței de amestec. Acest fapt implică următoarele consecințe:
 - desprinderea cavitației și incipiența cavitațională datorată modificării incidenței curentului pe paleta de rotor nu sunt luate în considerare;
 - modificarea condițiilor la limită de intrare în domeniul rotoric funcție de influența amonte a cavitației atașate pe paletajul rotoric este neglijată;
- iv. modelul de cavitație implementat în Fluent 6 și utilizat în cadrul simulării curgerii cavitaționale soluționează doar tipul de cavitație atașată, așa încât cavitația de vârtej nu este soluționată;
- v. geometria rotorului turbinei Kaplan nu include rostul dintre paletajul rotoric și traseul hidraulic (butuc-periferie). Acest fapt influențează semnificativ incipiența cavitațională obținută numeric conducând la un coeficient de incipientă cavitațională diminuat.

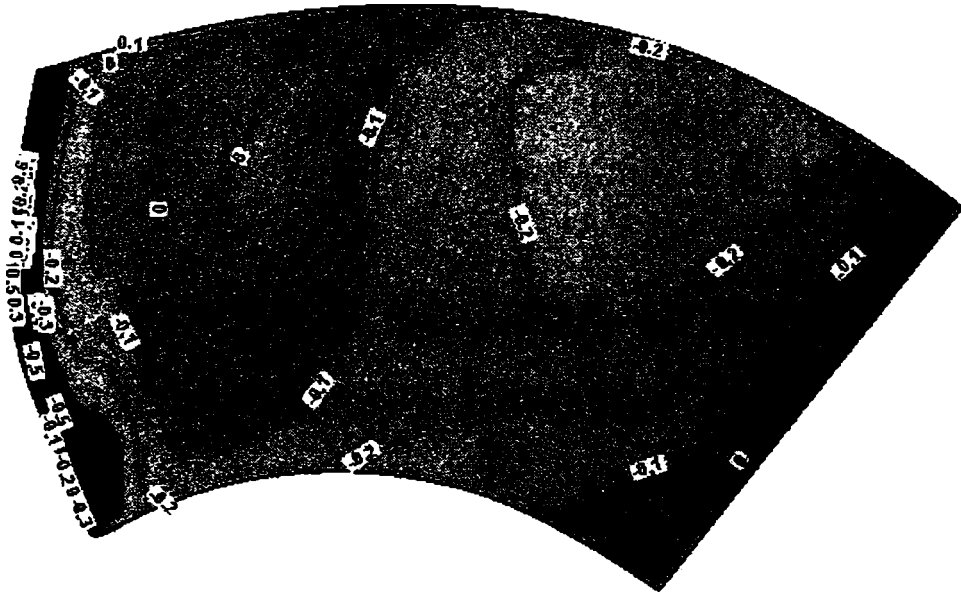


Figura 9.1: Coeficientul de presiune hidrostatică pe extradusul paletii rotorice la incipiență cavitațională (BEP)

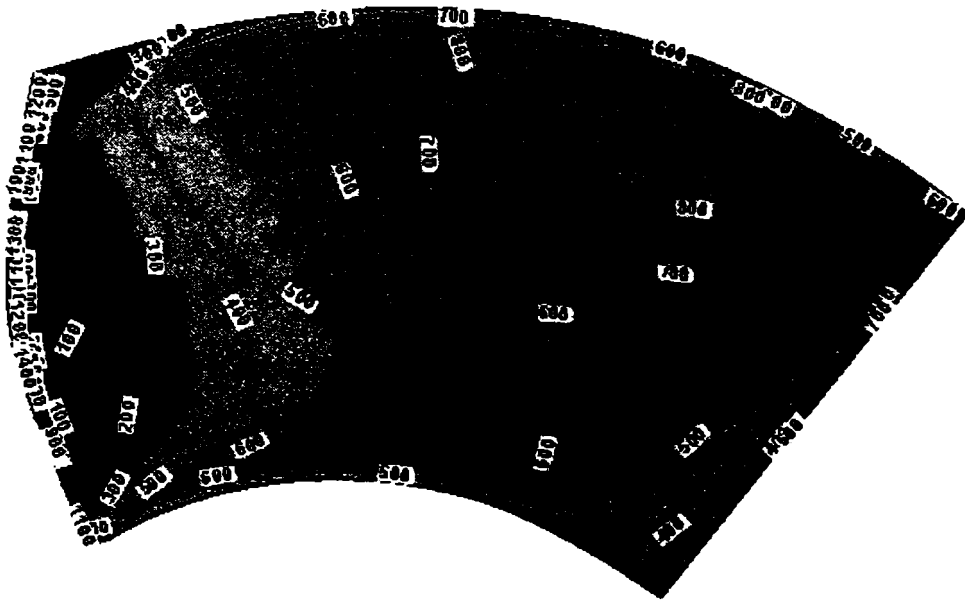


Figura 9.2: Tensiunea de frecare la perete $\tau_w [Pa]$ pe extradusul paletii rotorice la incipiență cavitațională (BEP)

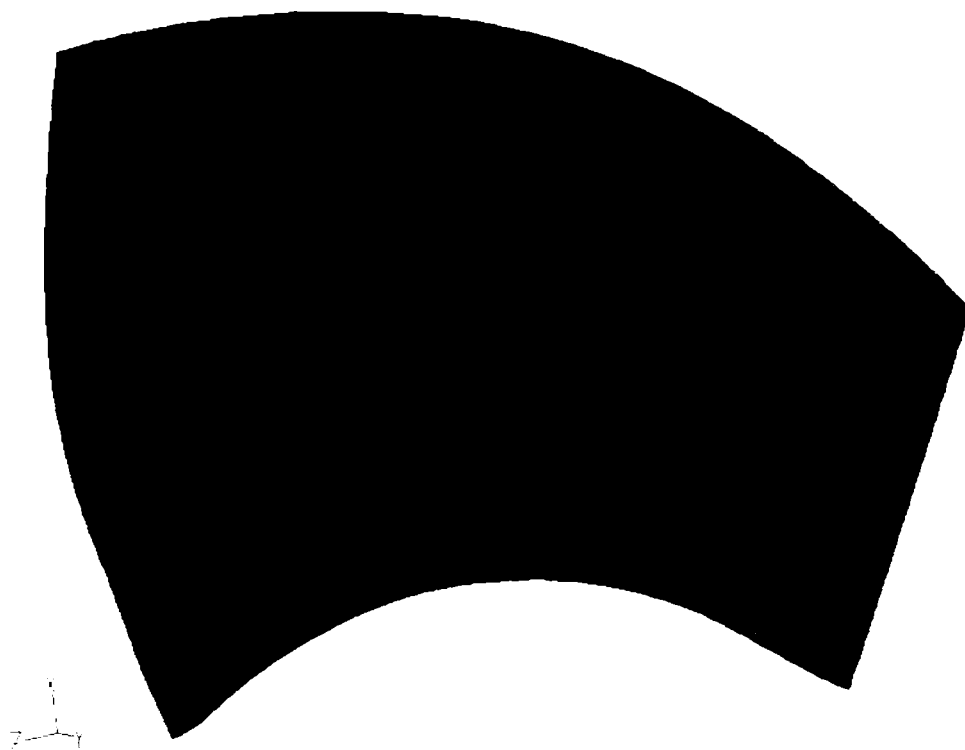


Figura 9.3: Apariția cavernei de cavitație pe extradოსul paletii rotorice în bordul de atac spre butuc (BEP)

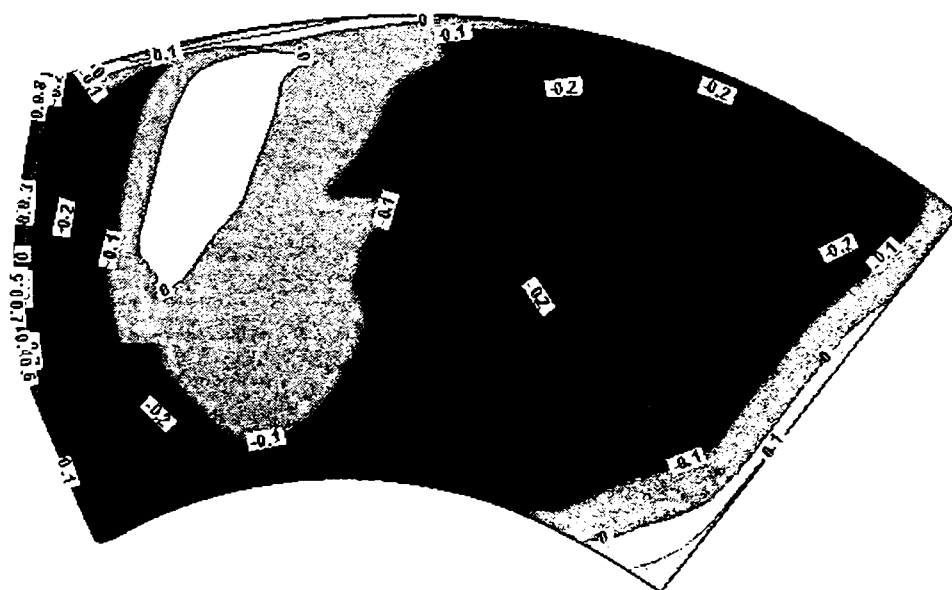


Figura 9.4: Coeficientul de presiune hidrostatică pe extradოსul paletii rotorice la randament maxim (BEP)

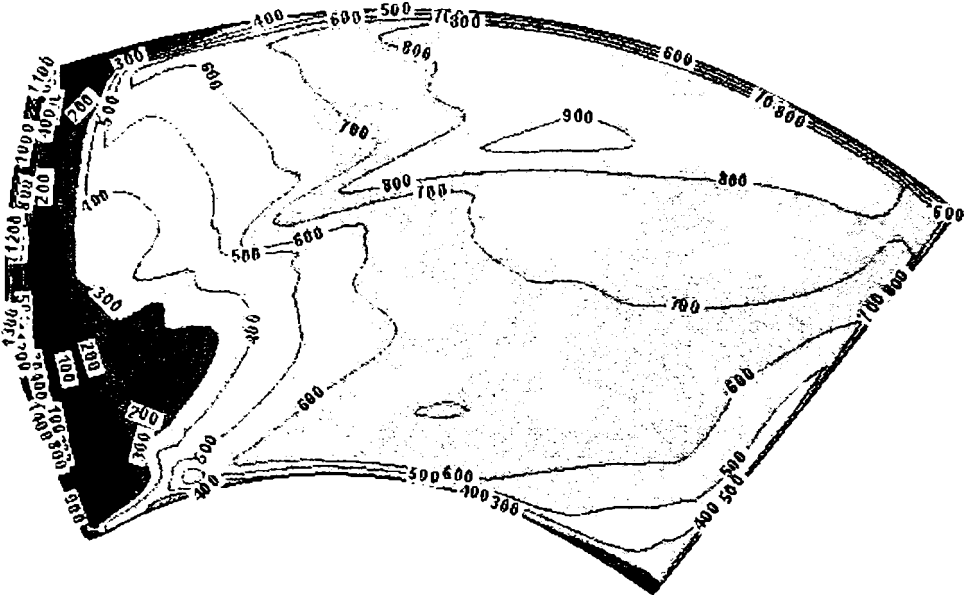


Figura 9.5: Tensiunea de frecare la perete τ_w [Pa] pe extradrosul paletei rotorice la randament maxim (BEP)

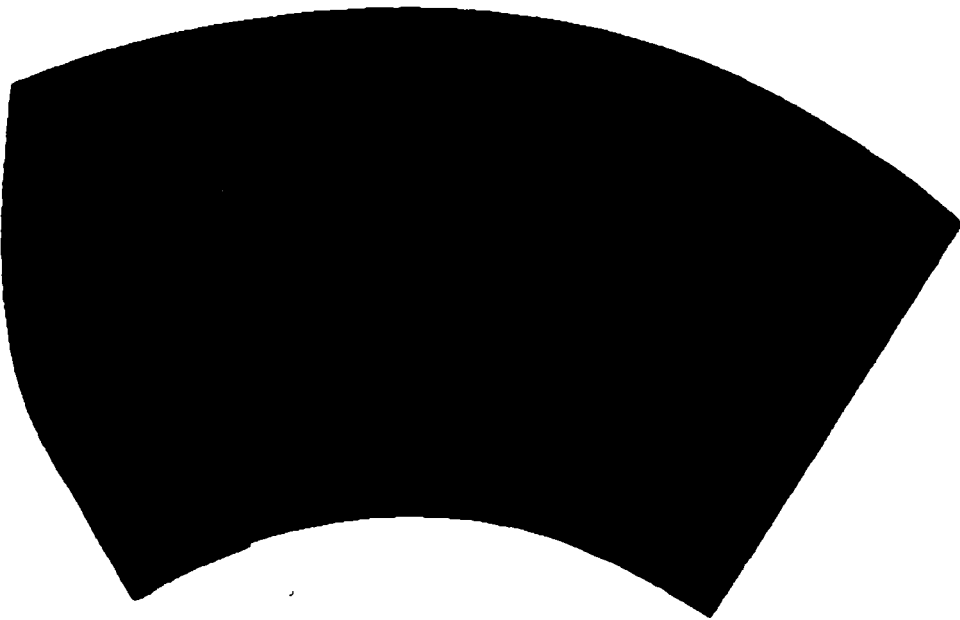


Figura 9.6: Caverna de cavitație pe extradrosul paletei rotorice la randament maxim (BEP)

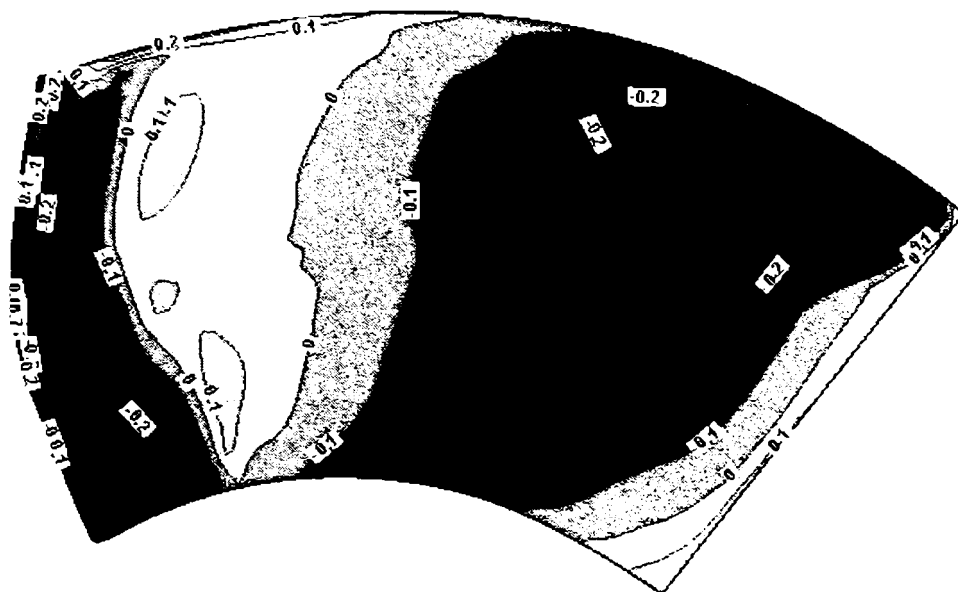


Figura 9.7: Coeficientul de presiune hidrostatică pe extradusul paletii rotorice la deprecierea randamentului (BEP)

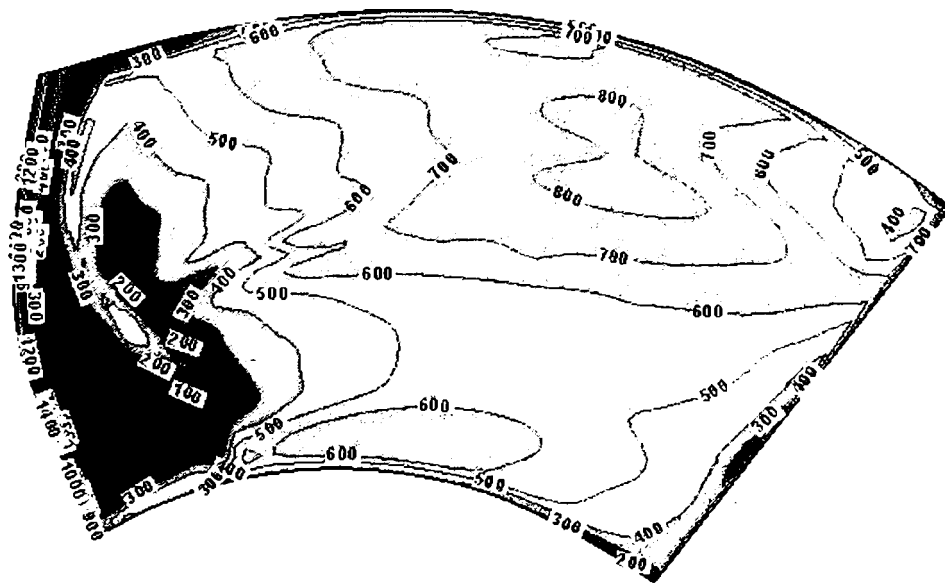


Figura 9.8: Tensiunea de frecare la perete $\tau_w [Pa]$ pe extradusul paletii rotorice la deprecierea randamentului (BEP)

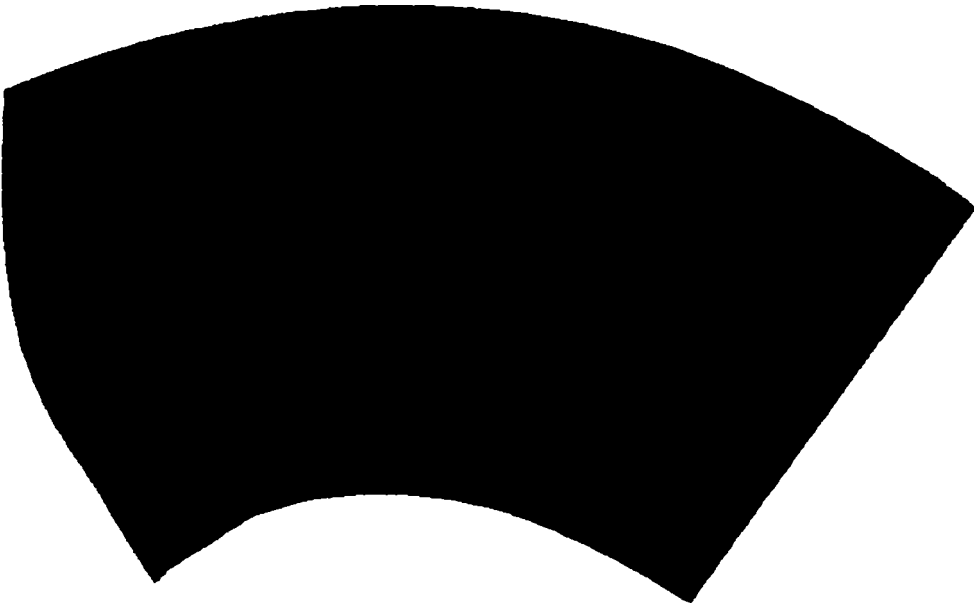


Figura 9.9: Caverna de cavitație pe extradrosul paletei rotorice la deprecierea randamentului (BEP)

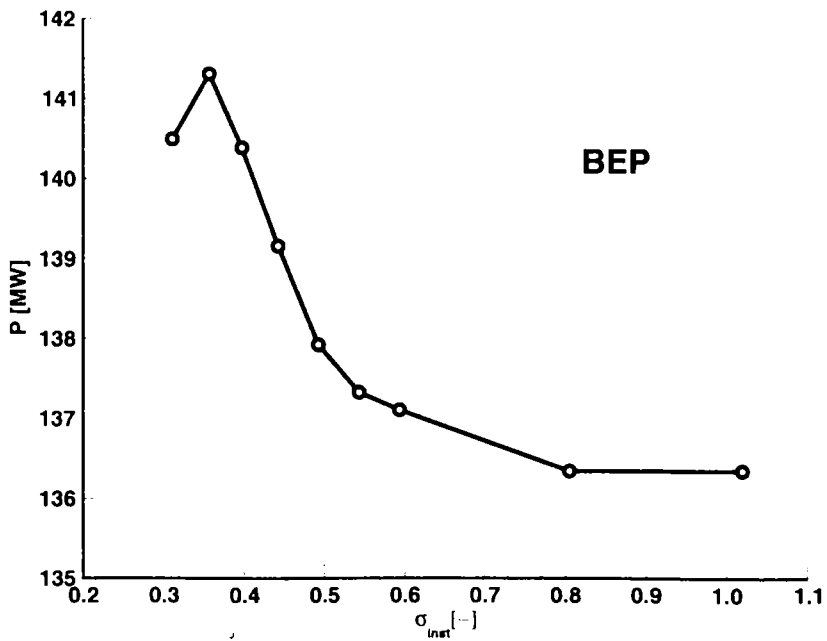


Figura 9.10: Variația puterii stereomecanice la arborele turbinei Kaplan în regim bifazic de curgere cavitațională (BEP)

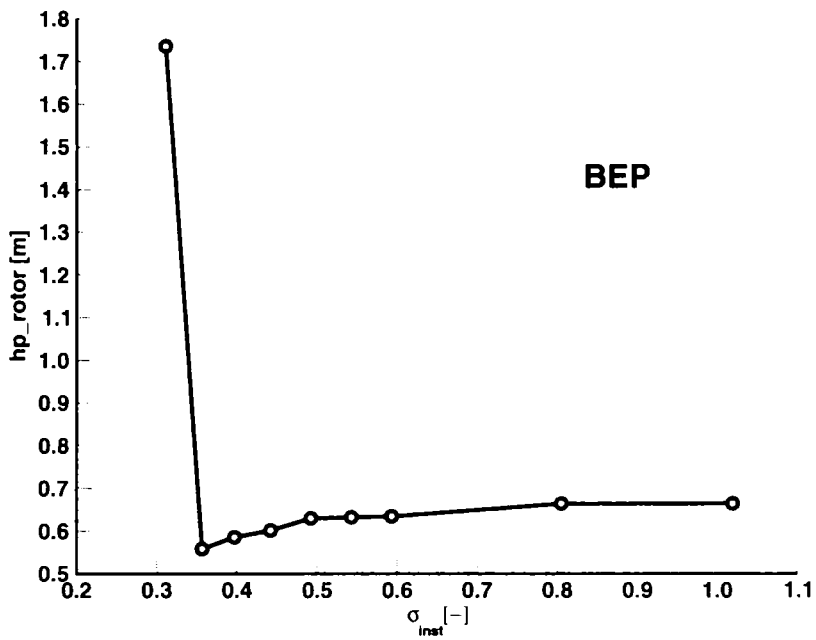


Figura 9.11: Variația pierderilor hidraulice din rotorul turbinei Kaplan în regim bifazic de curgere cavitațională (BEP)

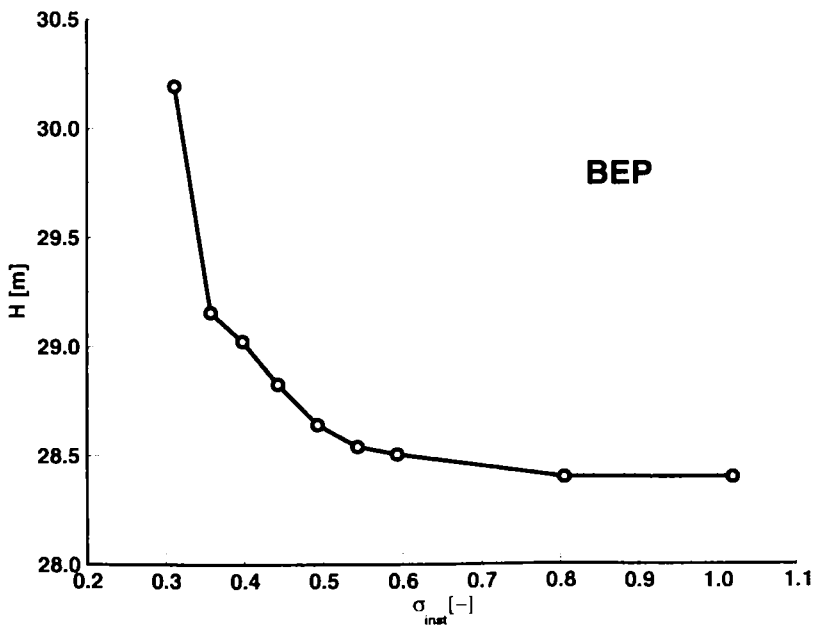


Figura 9.12: Variația căderii turbinei Kaplan în regim bifazic de curgere cavitațională (BEP)

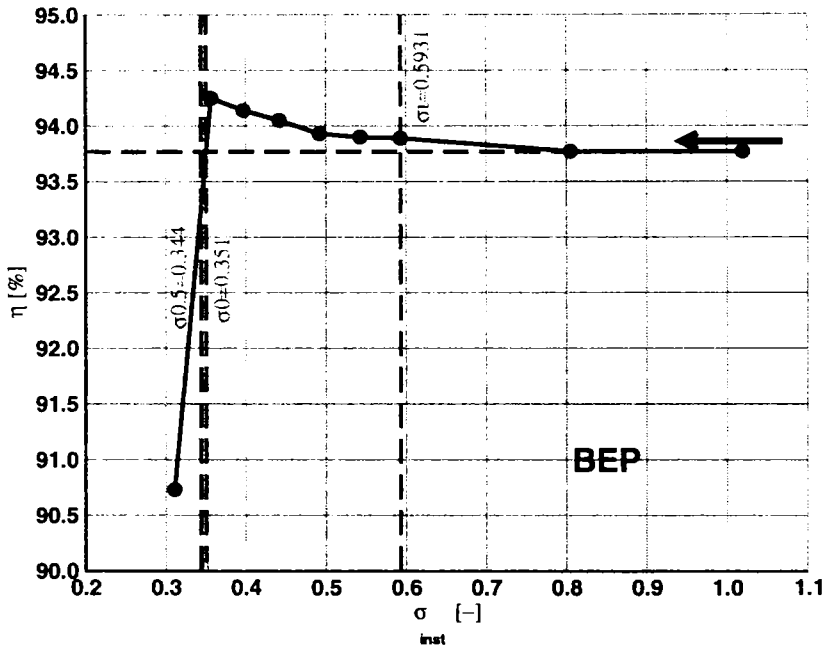


Figura 9.13: Variația randamentului hidraulic al turbinei Kaplan în regim bifazic de curgere cavitațională - diagrama primară de cavitație (BEP)

Coeficienții de cavitație se definesc în modul următor [54]:

- i. σ_{inst} - coeficientul de cavitație al instalației sau coeficientul de cavitație Thoma, relația 9.1;
- ii. σ_i - coeficientul de cavitație al instalației pentru care apare incipiența cavitațională (local presiunea scade sub presiunea critică de vaporizare);
- iii. σ_0 - coeficientul de cavitație al instalației de la care apare scăderea randamentului cu 0.5% către $\sigma_{0.5}$;
- iv. $\sigma_{0.5}$ - coeficientul de cavitație al instalației pentru care randamentul are o scădere cu 0.5% comparativ cu regimurile fără cavitație;

$$\sigma_{inst} = \frac{p_{atm} - p_{vap} + \rho g H_s}{\rho g H} \quad (\text{nivelul de referință este centrul sferei rotorice}) \quad (9.1)$$

Randamentul hidraulic al turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I în punctul optim de funcționare prezintă o creștere cu aproximativ 0.5% comparativ cu regimul fără cavitație (Figura 9.13), aceasta în momentul reducerii până la valoarea de $\sigma_{inst} = 0.36$ a coeficientului de cavitație al instalației. Creșterea randamentului se datorează aprecierii cu aproximativ 3% a puterii mecanice preluate de rotorul turbinei și a scăderii pierderilor hidraulice din turbina Kaplan. Incipiența cavitațională este obținută pentru o valoare de $\sigma_i = 0.6$ din cauza obținerii unei faze de vapori pe bordul de atac al extradadosului paletelor rotorice spre butuc (Figura 9.3). Valoarea coeficientului de cavitație al instalației pentru care se obține o scădere a randamentului turbinei cu 0.5% comparativ cu regimul fără cavitație este de $\sigma_{0.5} = 0.344$ și corespunzător vom avea o valoare de $\sigma_o = 0.351$.

Căderea turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I prezintă o creștere cu aproximativ 2% de la regimul fără cavitație până la regimul cu valoarea de 0.36 a coeficientului de cavitație al instalației. Acest lucru este influențat de creșterea puterii mecanice preluate de rotorul turbinei odată cu apariția și dezvoltarea cavitației pe bordul de atac al extradodusului paletei rotorice (Fig. 9.10 și 9.3). Odată cu desprinderea cavitației din apropierea periferiei extradodusului paletei rotorice la regimul de cavitație $\sigma_{inst} = 0.31$ apare o creștere cu aproximativ 75% a pierderilor hidraulice (vezi Figura 9.11) comparativ cu regimul de $\sigma_{inst} = 0.36$ ceea ce duce la o apreciere cu 4% a căderii turbinei.

Pierderile hidraulice din rotorul turbinei Kaplan sunt aproximativ constante până la regimul cu valoarea de 0.36 a coeficientului de cavitație al instalației [104]. Pentru ultimul regim analizat corespunzător valorii de $\sigma_{inst} = 0.31$ s-a obținut o creștere semnificativă a pierderilor hidraulice (cu aproximativ 1.1 [m] - Figura 9.11), aceasta datorându-se efectelor nestaționare de curgere date de desprinderea și reatașarea cavitației pe extradodusul paletei de rotor (vezi Figura 9.9). Din cauza aprecierii pierderilor hidraulice în regimul de $\sigma_{inst} = 0.31$ s-a obținut scăderea randamentului hidraulic global al turbinei (Figura 9.13). Această creștere a pierderilor hidraulice este influențată și de modificarea liniilor de presiune [69] pe extradodusul paletei rotorice (vezi Figura 9.7).

Puterea mecanică a turbinei Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I crește odată cu diminuarea coeficientului de cavitație al instalației σ_{inst} . Creșterea puterii mecanice corelată cu scăderea pierderilor hidraulice (Figura 9.11) duce la aprecierea căderii totale a turbinei Kaplan (Figura 9.12) și la aprecierea randamentului (Figura 9.13). În ultimul regim corespunzător lui $\sigma_{inst} = 0.31$ puterea mecanică scade datorită modificărilor curbelor de presiune pe paleta de rotor (vezi Figura 9.7).

În urma vizualizării regiunilor în care fracția volumică a amestecului apă-vapori depășește valoarea de 0.01 pentru faza de vapori (faza secundară) s-a putut observa că odată cu diminuarea coeficientului de cavitație al instalației σ_{inst} de la valoarea de 1.02, nu există regiuni care să depășească această valoare pentru fracția volumică [63]. Pentru regimul corespunzător unei valori a coeficientului de cavitație al instalației de 0.6, apare o zonă de cavitație pe bordul de atac al extradodusului paletei de rotor în apropierea butucului paletei (zona 1 de cavitație) [44][57]. Aceasta se dezvoltă înspre periferia paletei simultan cu scăderea coeficientului de cavitație al instalației, iar la regimul de $\sigma_{inst} = 0.40$ apare o altă zonă de cavitație la periferia paletei rotorice în a doua jumătate a acesteia înspre bordul de fugă (zona 3 de cavitație [5]). Cavitația din zona 3 se extinde înspre butucul paletei rotorice, iar la regimul cu $\sigma_{inst} = 0.31$ aceasta se deplasează către bordul de fugă al paletei și apare desprinderea de pe paleta de rotor [68][71]. Acest fenomen produce accentuarea pierderilor hidraulice și respectiv scăderea randamentului hidraulic cu 3.5%.

În Figura 9.14 se propune o metodă originală [15] de analiză a performanțelor cavitaționale ale turbinelor prin cuantificarea în coordonate semi-logaritmice a volumului relativ de vapori funcție de coeficientul de cavitație al instalației σ_{inst} pentru punctul optim de funcționare GP05 și punctele de funcționare cu debit mai mic GP00, respectiv mai mare GP10.

$$\ln \left(100 \frac{Vol_{vap}}{Vol_{ref}} \right) = A + B\sigma_{inst} \quad (9.2)$$

$$Vol_{ref} = \frac{4\pi R_{rotor}^3}{3} (1 - \nu^3) \quad (9.3)$$

unde $\nu = 0.448$ este diametrul relativ al butucului. Această reprezentare a variației volumului de vapori este utilă pentru a putea compara din punct de vedere cavitațional regimuri diferite

de funcționare. Totuși, pentru o caracterizare amănunțită a curgerii cavitaționale este necesar a se analiza caracterul nestaționar al cavitației și localizarea acesteia. După cum s-a arătat în distribuția cavernei de cavitație în Figura 9.9 diminuarea performanțelor turbinei apare în momentul în care caverna de cavitație atinge bordul de fugă al paletelor rotorice, afectând unghiul de ieșire al curentului de pe paletajul rotoric [16].

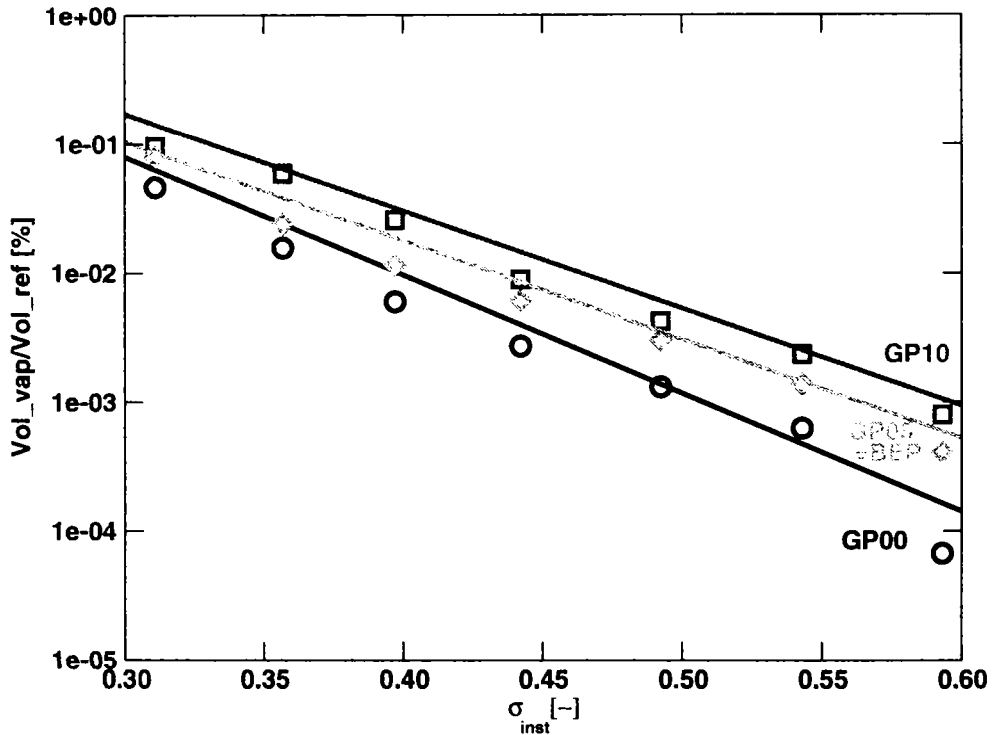


Figura 9.14: Variația volumului relativ de vapori funcție de coeficientul de cavitație al instalației

9.1 Concluzii

Prezentul capitol a cuantificat performanțele cavitaționale ale turbinelor inițiale de la Porțile de Fier I atât pentru punctul optim de funcționare cât și în afara acestuia la cădere constantă ($H = H_{opt}$). Esențial în trasarea curbelor primare de cavitație și stabilirea principalilor parametri de cavitație (σ_i , σ_o , $\sigma_{0.5}$) este stabilirea cu precizie a condițiilor la limită la ieșirea din rotorul turbinei funcție de coeficientul de cavitație al instalației. Cu alte cuvinte, pentru a avea o precizie ridicată a parametrilor de cavitație este necesar a calcula cu precizie căderea de presiune pe tubul de aspirație al turbinei în punctul de funcționare considerat. Pentru aceasta s-a folosit geometria exactă de la amenajarea Porțile de Fier I pentru ieșirea din tubul de aspirație al turbinei împreună cu condițiile de funcționare reale ale punctelor de funcționare investigate. Simplificarea condiției de ieșire din tubul de aspirație prin utilizarea unui cilindru orizontal prezintă erori ridicate în stabilirea diferenței de presiune pe tubul de aspirație (în [73] s-a utilizat un cilindru orizontal la ieșirea din rotorul turbinei pentru a putea compara rezultatele numerice din tubul de aspirație cu experimentul dat de modelul pe ștandul de încercare).

În prezenta lucrare s-a propus o metodă originală de analiză a performanțelor de cavitație a turbinelor prin compararea variației volumului relativ de vapori generat funcție de coeficientul de cavitație al instalației. Prin această metodă se pot compara regimuri de funcționare diferite de pe diagrama colinară a unei turbine (indiferent de tipul acesteia), dar un avantaj al acestei metode este dat de faptul că se pot compara regimuri cavitaționale ale unor turbine diferite.

Capitolul 10

Aplicația originală de calcul TurboCADoptim pentru optimizarea turbomașinilor

10.1 Descrierea generală a aplicației TurboCADoptim

Aplicația *TurboCADoptim* a fost concepută și dezvoltată pentru proiectarea în timp real, analiza și optimizarea turbomașinilor hidraulice: turbine (axiale și radial-axiale) și pompe centrifuge. Autorul aplicației este autorul prezentei teze care a beneficiat de-a lungul perioadei de doctorat de experiența colectivelor de cercetare de la Centrul Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe - Universitatea Politehnică din Timișoara (condus de Prof. Resiga R.), Laboratorul de Mașini Hidraulice - Universitatea din Stuttgart (condus de Prof. Goede E.) și Laboratorul de Mașini Hidraulice - Școala Politehnică Federală Lausanne (condus de Prof. Avellan F.).

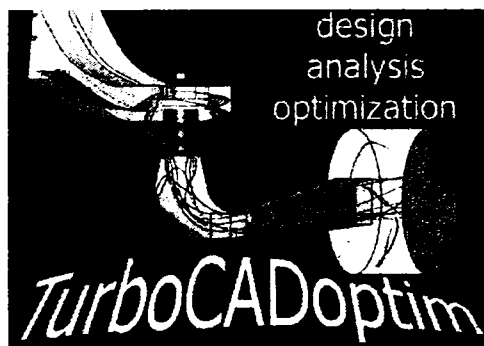


Figura 10.1: Logo-ul aplicației *TurboCADoptim*

Începuturile aplicației *TurboCADoptim* se regăsesc în anul 2001 când în limbajul de programare Fortran s-a soluționat curgerea potențială într-un traseu meridian de turbină hidraulică. Mai apoi s-a trecut la rescierea codului în limbajul C++ de programare, aceasta și pentru a

înlesni trecerea la interfața grafică GUI. Interfața GUI a fost dezvoltată începând cu 2004 sub aplicația *Qt Designer 3* sub sistemul de operare *Linux*.

Mai precis codul *TurboCADoptim* este structurat pe două nivele de operare: interfața GUI și executabilul C++. Deși utilitarele de analiză/optimizare și legătură cu pachetele de aplicații conexe sunt implementate în GUI, nucleul central al modificării geometriei paletajelor și traseului meridian sunt grupate în executabilul *TurboCADoptim* care va fi chemat în fundal de GUI.

Strategia de utilizare a aplicației *TurboCADoptim* este prezentată în Figura 10.2. Aplicația *TurboCADoptim* pornește de la o soluție inițială a paletajului rotoric existentă sau obținută printr-o proiectare preliminară după care se generează domeniul de analiză și se calculează câmpul hidrodinamic din rotor. Funcție de anumite criterii obiectiv prezentate în Figura 10.2 se trece la modificarea paletelor rotorice. Mai multe detalii despre modificările implementate vor fi prezentate în paragrafele ce urmează. Dacă soluția geometrică a paletelor de rotor corespunde cerințelor impuse de funcționare, atunci se trece la calculul cuplat al curgerii între rotorul obținut și tubul de aspirație al turbinei. În final se verifică parametrii de funcționare ai turbinei noi pentru puncte de funcționare în afara punctului considerat pentru optimizare.

Pentru generarea domeniilor 2D/3D de calcul numeric și pentru efectuarea calculelor de curgere, aplicația *TurboCADoptim* cheamă câteva pachete conexe. Cel mai important pachet este *FLUENT* cu preprocesorul *Gambit* pentru generarea geometriei [36]. În cadrul *TurboCADoptim* a fost implementată și o soluție de calcul potențial al câmpului hidrodinamic din domeniile de calcul 2D pentru situația în care nu se dispune de o licență de utilizare a pachetului *FLUENT*, însă pentru calcule 3D și pentru precizie sporită de calcul a câmpului hidrodinamic este de preferat a se utiliza distribuția *FLUENT*. Pe lângă acest pachet, aplicația *TurboCADoptim* accesează pachetele de grafică *ImageMagick*, *grace* și *xfig*, precum și distribuția *Gnuplot*. De asemenea trebuie menționat că *TurboCADoptim* înglobează performanțele utilităților de programare sub sistemul de operare *Linux* cum ar fi *Korn Shell* [93].

Interfața *TurboCADoptim* prezentată în Figura 10.3 dispune de o bară de meniuri situată în partea superioară a acesteia și conține următoarele meniuri:

- *File* și *Edit* - conțin comenzile standard de procesare/editare a GUI și ale fișierelor de tip text, precum și utilitarele de accesare a nucleului *TurboCADoptim* și a sistemului de licență implementat în *TurboCADoptim* ;
- *View* - conține comenzile de manipulare a barelor de butoane plasate în partea superioară și pe marginile interfeței *TurboCADoptim* ;
- *Plane* - conține utilitarele de generare - calcul numeric - analiză a domeniilor 2D cum sunt rețelele de profile și traseele meridiane ale turbomașinilor;
- *Space* - înglobează facilitățile de proiectare - analiză - optimizare a paletajelor de distribuitor și rotor din componența turbomașinilor hidraulice;
- *Execute* - conține legăturile între interfața GUI a *TurboCADoptim* cu pachetele conexe amintite mai sus;
- *Tools* - conferă utilizatorului GUI posibilitățile de afișare în *TurboCADoptim* a graficelor și suprafețelor, editarea fișierelor de comenzi din *FLUENT* cu implementarea algoritmului interfeței de amestec 2.4;
- *Help* - conține descrierea aplicației *TurboCADoptim* .

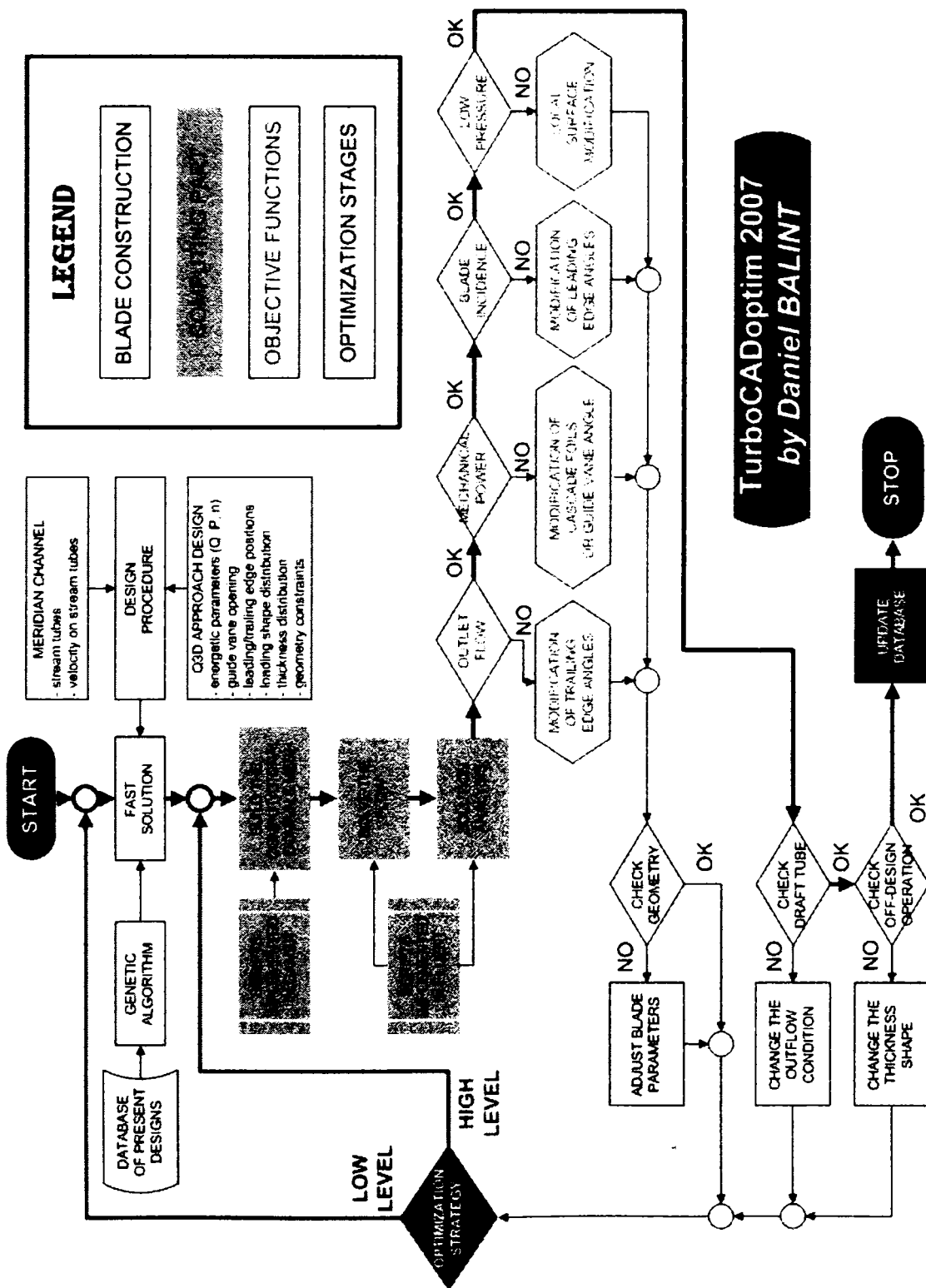


Figura 10.2: Strategia de utilizare a aplicației TurboCADoptim

Cele mai des utilizate comenzi au fost grupate în bare de butoane situate în partea superioară a *TurboCADoptim* sub bara de meniuri, precum și pe părțile laterale ale acesteia.

În *TurboCADoptim* au fost implementate tehnici de proiectare - analiză - optimizare prezentate în Figura 10.4 pentru partea 3D, respectiv 2D.

10.2 Proiectarea și analiza profilelor hidrodinamice

Aplicații ale rețelelor de profile se găsesc atât în turbomașinile hidraulice, cât și în alte domenii cum ar fi cel al aviației. Pentru proiectarea profilelor hidrodinamice s-a implementat în *TurboCADoptim* interfața din Figura 10.5.

Proiectarea profilelor hidrodinamice poate fi făcută în timp real prin activarea opțiunii din meniul *Execute-Activate Gnuplot*. Acest fapt duce la vizualizarea în timp real a modificărilor geometriei rețelei de profile la fiecare modificare a poziției butoanelor pentru opțiunile de definire a rețelei.

Opțiunile de proiectare a rețelei de profile sunt următoarele:

- randamentul mecanic ce ține seama de erorile de deviație a curentului la ieșirea din rețeaua de profile;
- unghiul de intrare al curentului în rețeaua de profile, unghi calculat de la frontul rețelei;
- unghiul de ieșire al curentului din rețeaua de profile;
- poziția săgeții relative maxime ce va afecta poziția încărcării maxime;
- grosimea relativă maximă și poziția relativă a acesteia față de bordul de atac al profilului;
- coeficientul de aplatizare a funcției de grosime a profilelor;
- pasul relativ al rețelei de profile;
- opțiunea de reconstrucție a profilelor utilizând un bord de fugă ascuțit;
- dimensiunile ferestrei de afișare a profilelor.

Ca și parametri de ieșire se afișează lungimea corzii profilelor, unghiul de instalare, deviația unghiulară a scheletului din bordul de atac în bordul de fugă, razele de racordare din bordul atac și bordul de fugă, parametrii geometrici principali ai rețelelor de profile (grosimea relativă maximă și poziția relativă a acesteia, săgeata relativă maximă și poziția relativă a acesteia), iar în final coeficienții de parametrizare ai extradadosului/intradosului profilelor.

De asemenea în *TurboCADoptim* s-a implementat generarea profilelor NACA cu 4 cifre în Figura 10.6. Opțiunile disponibile sunt cifrele reprezentative ale profilului și parametrii de așezare a profilului în rețea.

Analiza profilelor prezentată în Figura 10.7 cuprinde opțiunile de manipulare a rețelelor de profile și de comandă a pachetelor din distribuția *FLUENT*. Opțiunile de manipulare a rețelelor de profile sunt următoarele:

- *stream2plane* - aplatizarea rețelei de pe tuburi de curent în plan;
- *PS/SS find* - depistarea și împărțirea profilului în extradados și respectiv intrados;

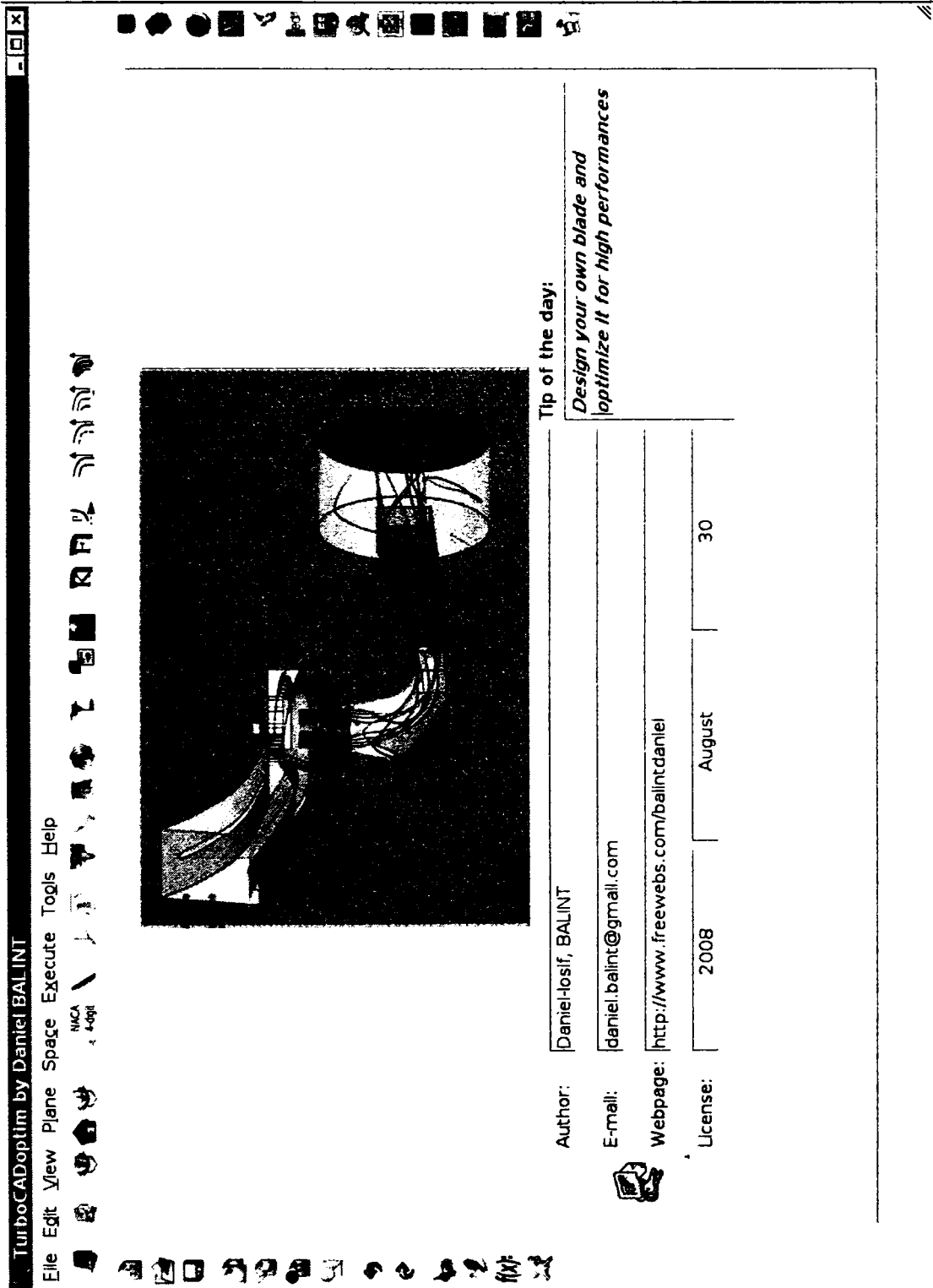


Figura 10.3: Interfața aplicației TurboCAD Optim

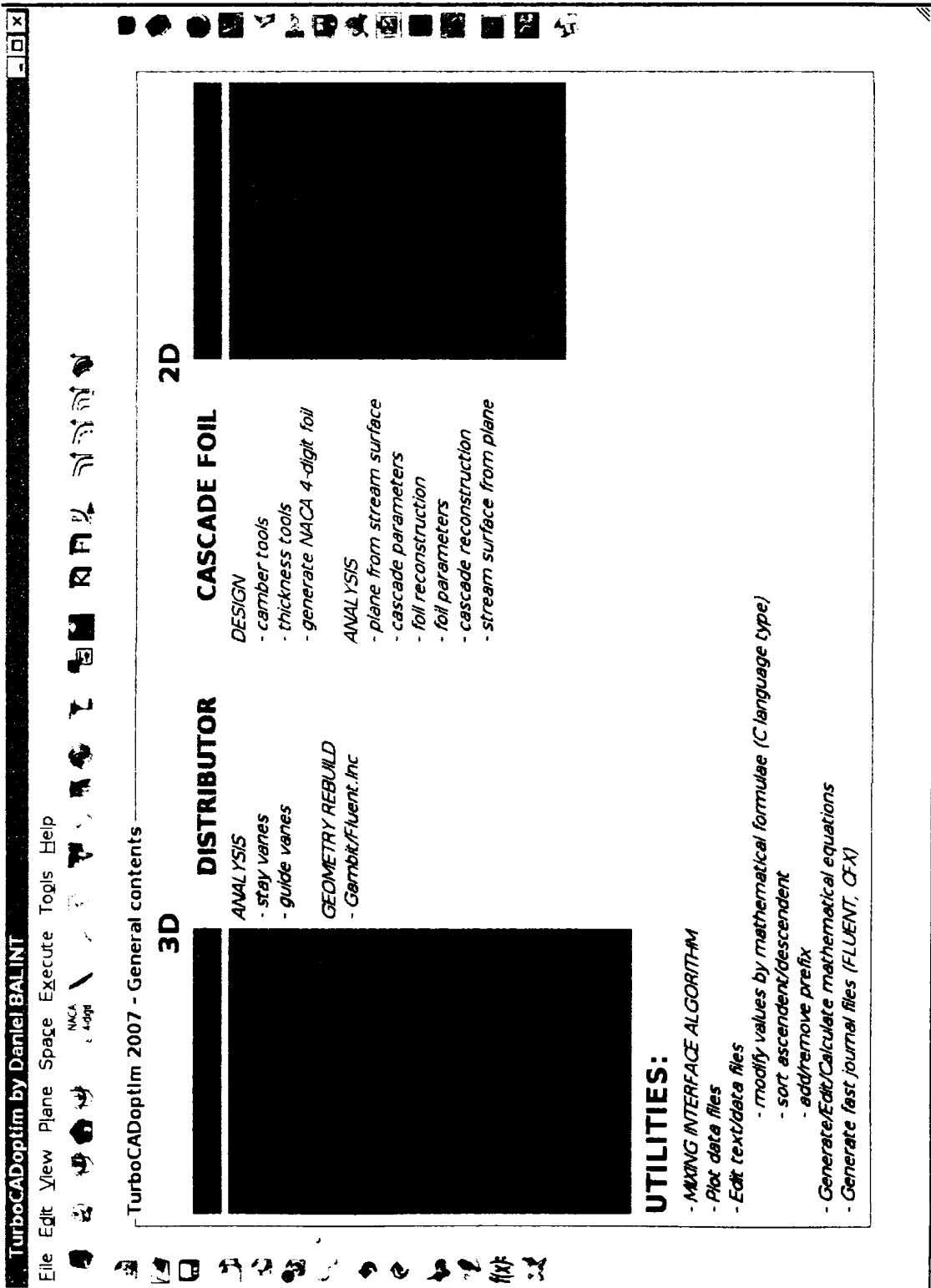


Figura 10.4: Conținutul aplicației TurboCADoptim

- *foil reconstruction* - reconstrucția extradosului și a intradosului profilului cu opțiunea de reconstrucție a unui bord de fugă ascuțit;
- *foil parameters* - calculul parametrilor geometrici generali ai profilelor (grosimea relativă maximă și poziția relativă a acesteia, săgeata relativă maximă și poziția relativă a acesteia);
- *trailing edge reconstruction* - reconstrucția profilului cu impunerea unui arc de cerc în bordul de fugă al profilului. Trecerea de la o anumită coordonată relativă - x_{ss}/ps_jump - la arcul de cerc se face printr-un polinom ce asigură continuitatea de clasă C2;
- *foil write into cascade* - așezarea profilului reconstruit în rețea și opțional modificarea unghiului de instalare al profilului;
- *plane2stream* - rescrierea rețelei de profile pe tubul de curent (formatul fișierului poate fi ales opțional pentru *Gambit* [37]).

Opțiunile de generare a domeniului de analiză în *Gambit* 2D sunt:

- *space/chord ratio* - pasul relativ al rețelei sau opțional numărul de palete din care provine rețeaua;
- *mesh step* - pasul de discretizare a domeniului de analiză;
- *mesh shape* - felul celulelor de discretizare: triunghiulare sau patrulatere;
- *inlet/outlet position* - poziția relativă a muchiei de intrare/ieșire a rețelei de profile;
- *boundary layer* - opțional se poate impune geometria discretizării în stratul limită al domeniului de analiză;

Prin apăsarea butonului *Gambit* se apelează automat pachetul cu același nume și se generează automat domeniul de analiză cu discretizarea acestuia și impunerea condițiilor la limită.

Opțiunile de calcul a curgerii în *FLUENT* sunt următoarele:

- *outlet boundary condition* - condiția la limită de la ieșirea din domeniu și se poate impune presiune constantă sau gradient normal nul al vitezei;
- *inflow angle* - unghiul de intrare al curentului în rețeaua de profile;
- *max iterations* - numărul maxim de iterații impuse dacă nu este atins pragul reziduu-rilor de continuitate impus la *continuity residuals*;
- *streamlines, color, lscope* - numărul liniilor de curent afișate la postprocesarea câmpului hidrodinamic și modul de afișare a acestora;
- *fluid* - tipul curgerii: nevâscoase sau turbulente.

Prin apăsarea butoanelor *FLUENT* și *Re-norm Cp* se calculează automat în *FLUENT* curgerea în rețeaua de profile și se afișează liniile de curent și distribuția coeficientului de presiune pe profil ca în Figura 10.8, precum și forțele axială/tangențială pe profilul în rețea, unghiul de ieșire mediu al curentului și randamentul de deviație al acestuia.

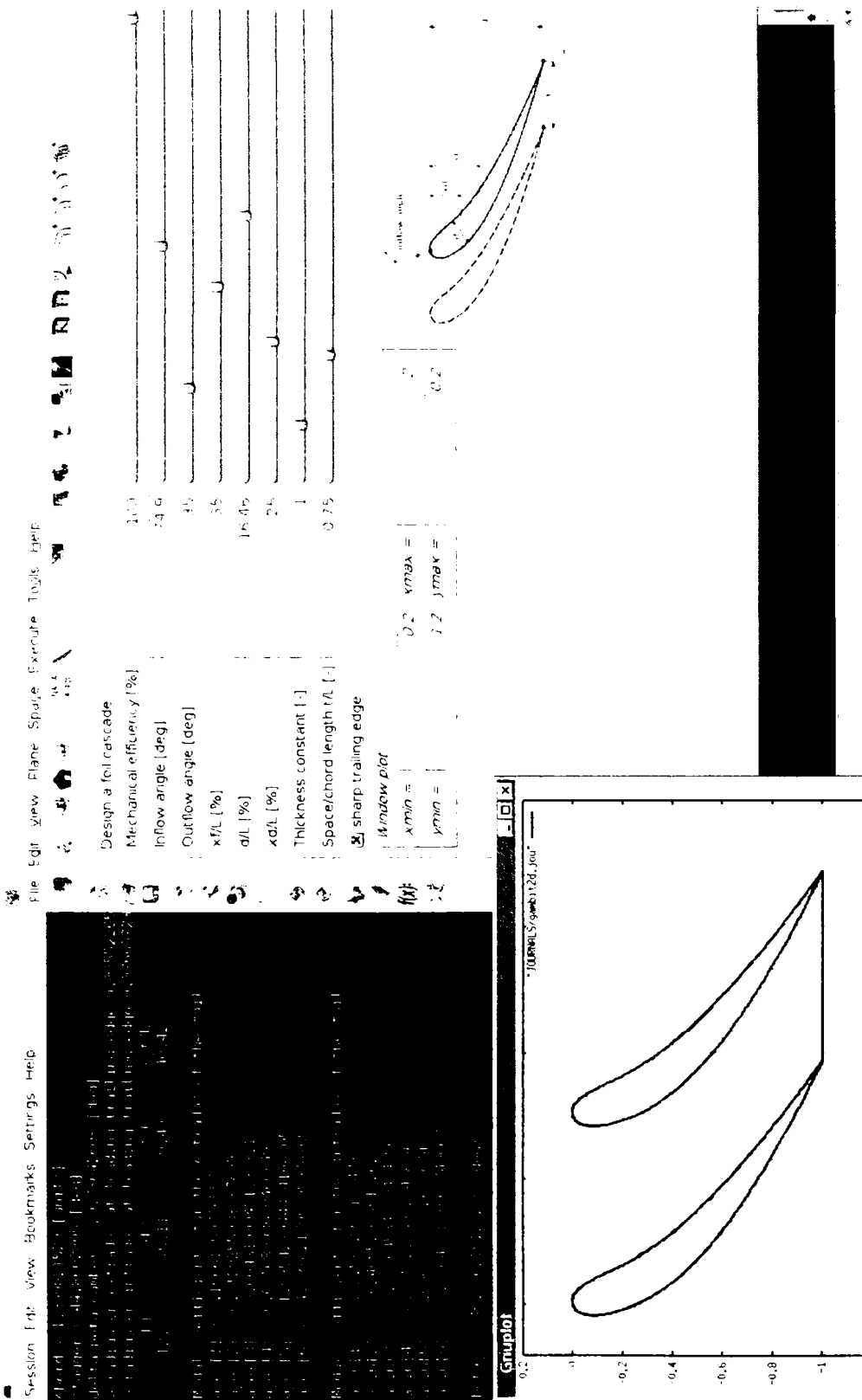


Figura 10.5. Proiectarea în timp real a profilelor hidrodinammice

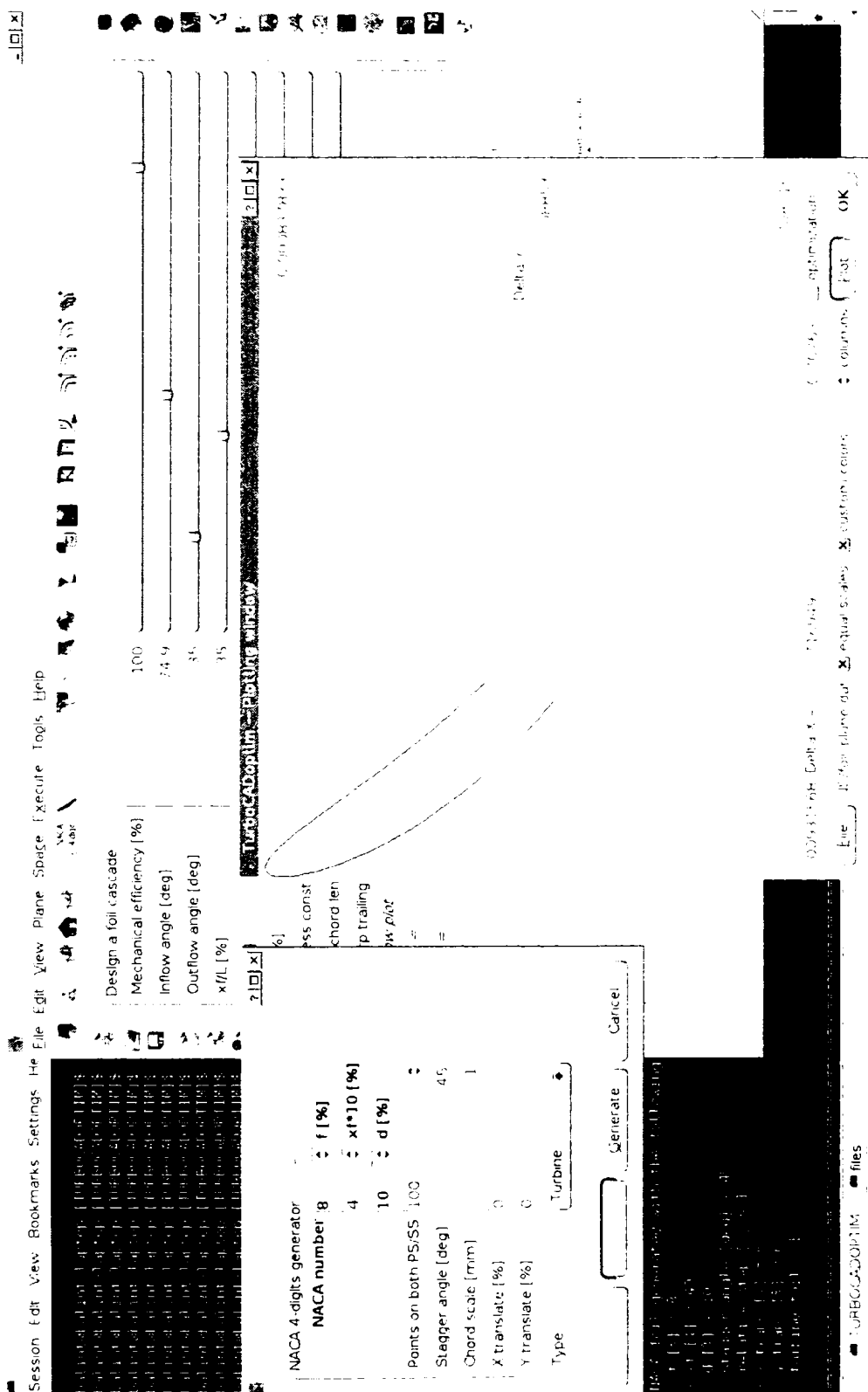


Figura 10.6: Proiectarea unei rețele NACA de profile

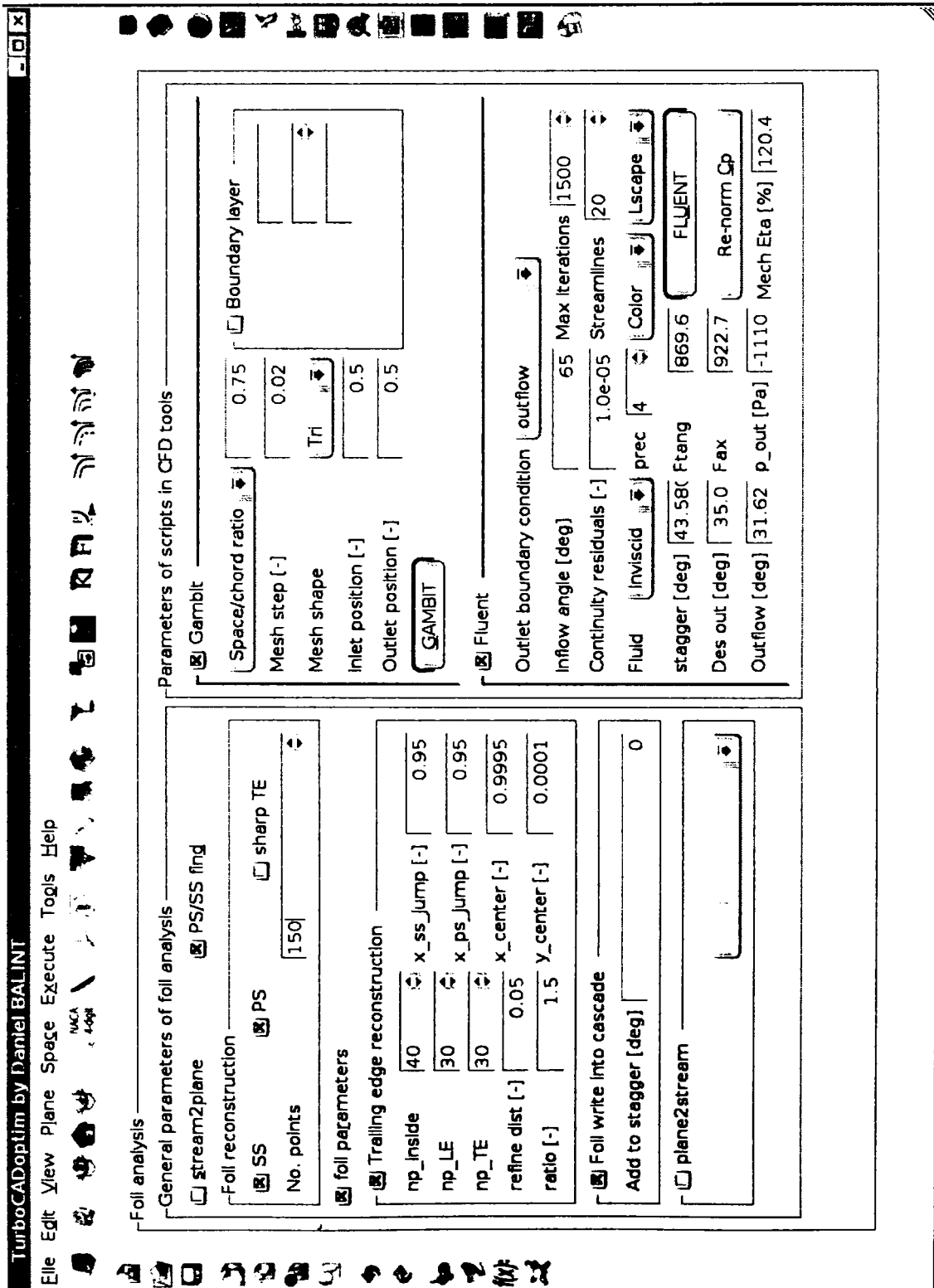


Figura 10.7: Analiza curgerii în rețele de profile

10.2.1 Funcția de grosime a profilelor hidrodinamice

În *TurboCADoptim* se utilizează o funcție originală de grosime pentru profilele hidrodinamice ce poate fi ușor înglobată în procesul de optimizare al rețelelor de profile.

Grosimea profilului se suprapune peste curba de schelet ținându-se seama de curbura funcției de schelet. Funcția de semigrosime se presupune de forma:

$$y_d(x) = a (\sqrt[n]{x} - x) \quad (10.1)$$

Exponentul n al radicalului se va obține funcție de valoarea poziției impuse pentru grosimea maximă a profilului. Deci, derivata funcției de semigrosime pentru maxim va fi:

$$y'_d(x_d) = a \left(\frac{1}{n \sqrt[n]{x_d^{n-1}}} - 1 \right) = 0 \quad (10.2)$$

Din relația 10.2 se obține următoarea relație de legătură:

$$-\frac{n}{n-1} \ln n = \ln x_d \quad (10.3)$$

care pe intervalul uzual de variație al poziției grosimii maxime poate fi aproximată foarte bine cu un polinom de grad 4:

$$n(x_d) = \sum_{i=0}^4 u_i x_d^i \quad 0,2 \leq x_d \leq 0,6 \quad (10.4)$$

unde coeficienții u_i au valorile:

$$\begin{cases} u_0 = 10,9853 \\ u_1 = -69,7486 \\ u_2 = 187,632 \\ u_3 = -237,949 \\ u_4 = 115,706 \end{cases} \quad (10.5)$$

Prin egalarea valorii de semigrosime maximă $d/2$ cu valoarea obținută cu relația 10.1 pentru poziția impusă a semigrosimii maxime, adică:

$$y_d(x_d) = a (\sqrt[n]{x_d} - x_d) = \frac{d}{2} \quad (10.6)$$

se obține forma finală a funcției de semigrosime sub forma:

$$y_d(x) = \frac{d}{2} \frac{\sqrt[n]{x} - x}{\sqrt[n]{x_d} - x_d} \quad (10.7)$$

Această formă a distribuției de grosime pentru profilele hidrodinamice este impusă în *TurboCADoptim* pentru proiectarea profilelor.

10.3 Traseul meridian al turbomașinilor

10.3.1 Traseul meridian al turbinei Kaplan

Pentru proiectarea în timp real a traseului meridian al turbinei Kaplan (Figura 10.9) s-a utilizat metodica de parametrizare prezentată în [61]. Ca și parametri de intrare pentru proiectarea traseului meridian se folosesc următoarele:

- *head* - căderea turbinei Kaplan;
- *power* - puterea turbinei Kaplan;
- *electrical poles* - numărul de perechi de poli ai generatorului electric pentru stabilirea turației rotorului;
- *runner diameter* - diametrul rotorului turbinei;
- *sphere relative diameter* - diametrul relativ al butucului turbinei;
- *Rmax of distributor* - extinderea maximă a distribuitorului la o rază amonte de statorul turbinei;
- *Zmin of cone* - extinderea axială a conului turbinei;
- *relative distributor height* - înălțimea relativă a distribuitorului;
- *relative runner depth* - adâncirea rotorului față de distribuitorul turbinei;

Pe lângă acești parametri generali ai traseului meridian pentru turbina Kaplan sunt necesari parametri de detaliu ai curburilor butucului și carcaserii.

Vizualizarea în timp real a modificărilor geometriei traseului hidraulic se poate face prin activarea opțiunii *Execute - Activate Gnuplot*. Modificarea geometriei poate fi aleasă funcție de orice parametru prin alegerea corespunzătoare a acestuia la opțiunea *Modify parameter*.

10.3.2 Traseul meridian al turbinei Francis

Proiectarea în timp real a traseului meridian prezentată în Figura 10.10 utilizează metoda de proiectare din [4]. Ca și parametri de intrare se introduc:

- *head* - căderea turbinei Francis;
- *discharge* - debitul turbinei Francis;
- *radial extention of distributor* - extinderea maximă a distribuitorului la o rază amonte de statorul turbinei;
- *axial minimum extention of the cone* - extinderea axială a conului turbinei;
- *angle of the cone* - unghiul peretelui conului turbinei față de axa turbinei;
- *number of points* - numărul de puncte de reconstrucție a curbelor de butuc/carcasă;
- *axial shift of the runner* - poziționarea nivelului de zero axial al turbinei;
- *radius of the turbine shaft* - raza de ieșire pe butuc;

Pe lângă acești parametri generali ai traseului meridian al turbinei Francis se mai impun opțional coeficientul de debit, numărul de perechi de poli ai generatorului electric pentru stabilirea turației, înălțimea relativă a distribuitorului și razele curbelor de butuc/inel.

Vizualizarea în timp real a modificărilor geometriei traseului hidraulic se poate face prin activarea opțiunii *Execute - Activate Gnuplot*. Modificarea geometriei poate fi aleasă funcție de orice parametru prin alegerea corespunzătoare a acestuia la opțiunea *Modify parameter*.

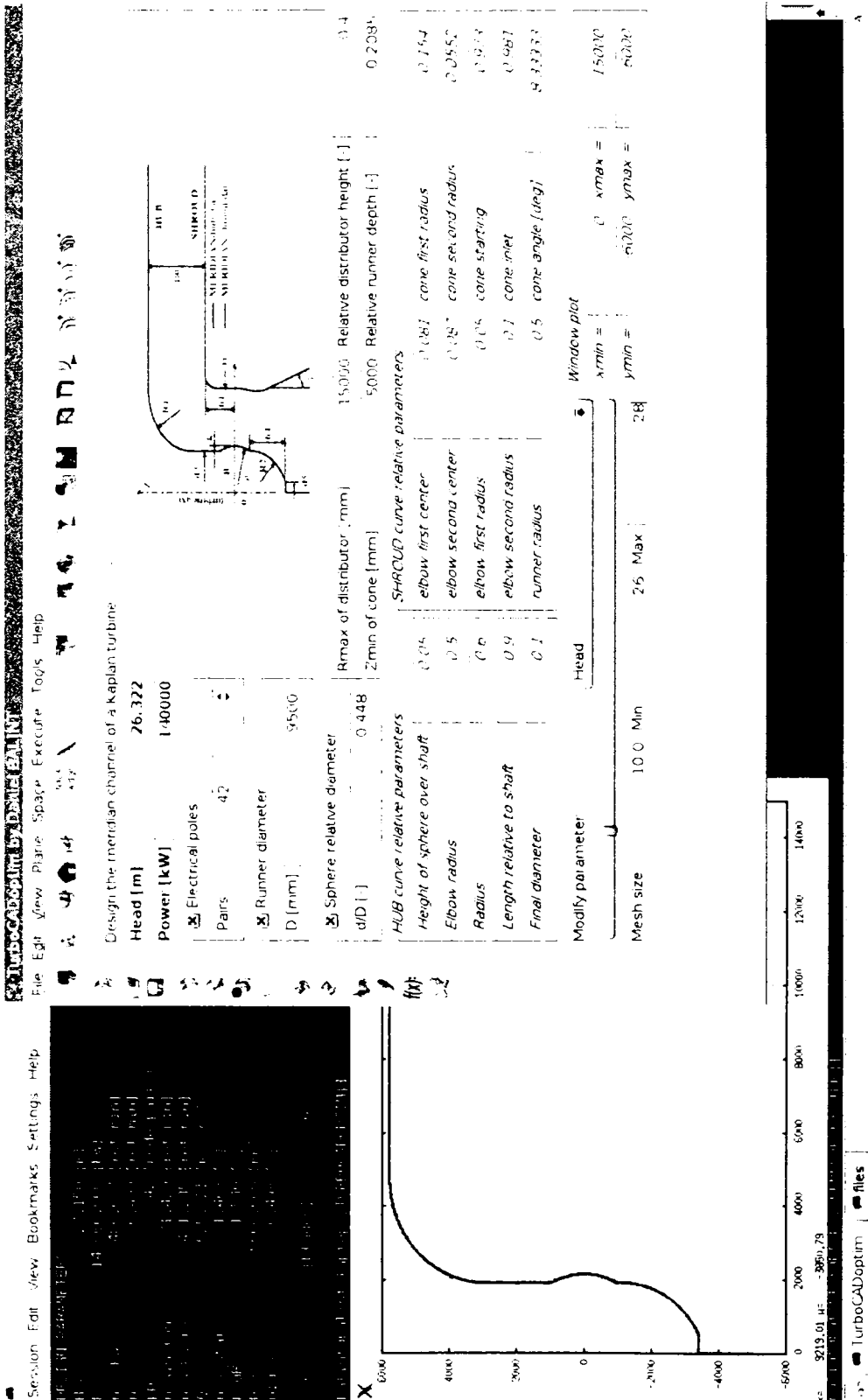


Figura 10.9: Proiectarea în timp real a meridianului turbinelor Kaplan

10.3.3 Traseul meridian al pompelor centrifuge

Proiectarea în timp real a traseului meridian al pompelor centrifuge este prezentată în Figura 10.11 utilizând metoda prezentată în [74]. Parametrii impuși pentru generarea traseului meridian al pompelor centrifuge sunt următorii:

- *head* - înălțimea de pompare a pompei;
- *discharge* - debitul pompei;
- *speed* - turația pompei;
- *D0* - diametrul inelului la intrare;
- *D1* - diametrul de intrare pe paletaj în secțiunea medie;
- *D2* - diametrul de ieșire de pe paletaj;
- *b2* - lățimea paletajului la ieșire;
- *zmax* - extinderea totală a rotorului;
- *D2pi*, *D2ex*, *D2G*, *D2max* - diametrele de ieșire din rotor;
- *R_hub*, *R_shroud* - razele de racordare a butucului, respectiv inelului.

Vizualizarea în timp real a modificărilor geometriei traseului hidraulic se poate face prin activarea opțiunii *Execute - Activate Gnuplot*. Modificarea geometriei poate fi aleasă funcție de orice parametru prin alegerea corespunzătoare a acestuia la opțiunea *Modify parameter*.

10.3.4 Calculul curgerii în traseul meridian al turbomașinilor

Pentru a putea calcula curgerea 2D axial-simetrică din traseul meridian al turbomașinilor este necesară anterior o formatare a traseului meridian prezentată în Fig. 10.12-10.13. Pentru acest fapt sunt necesare coordonatele de gabarit ale traseului și ale componentelor în parte (distribuitor, cot, rotor, con), poziția interfeței distribuitor-rotor și punctul de întoarcere a traseului meridian din distribuitor către rotor.

După această formatare a traseului se poate recurge la calculul curgerii în traseul meridian utilizând interfața din Figura 10.14. Pentru aceasta se impun:

- *points from hub-shroud* - numărul de puncte impus pentru discretizarea muchiei de la inel către butuc;
- *number of points on streamtraces* - numărul de puncte utilizat pentru discretizarea curbilor de inel/butuc;
- *Rmax of distributor* - rază maximă a distribuitorului;
- *turning point* - punctul de întoarcere a traseului din distribuitor către rotor;
- *extention of the runner* - extinderea rotorului. Pentru aceasta trebuie aleasă opțiunea specifică traseului: de tip Kaplan sau de tip Francis (sau pompă centrifugă);

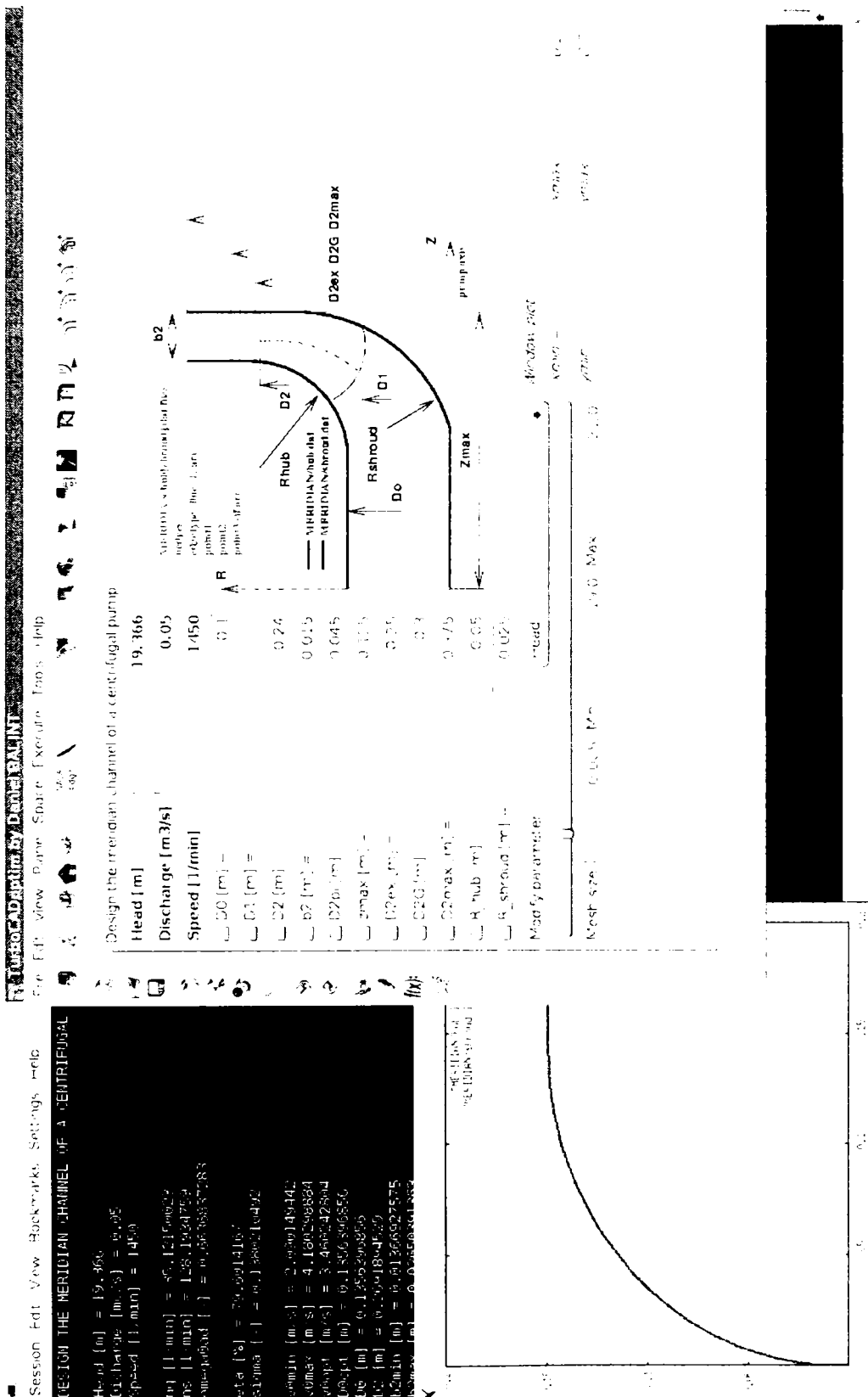


Figura 10.11: Proiectarea în timp real a meridianului pompelor centrifuge

- *type of the 2D solver* - tipul solverului pentru soluționarea curgerii plane 2D sau curgerii 2D axial-simetrice;
- *radius of guide vane trailing edge* - raza de la ieșire de pe paletajul de aparat director;
- *mass flow* - debitul masic impus la intrarea în domeniu;
- *solver implementation* - alegerea solverului. Pentru aceasta este disponibil solver-ul implementat în pachetul *FLUENT* sau un solver implementat de autorul tezei pentru curgere 2D potențială;
- *other parameters* - pentru alegerea pasului de discretizare și a tipului traseului meridian de pompă centrifugă (dacă este cazul).

În final se obțin tuburile de curent din traseul meridian cu parametrizarea acestora ca în Figura 10.14. Parametrii obținuți pentru tuburile de curent se vor utiliza la proiectarea paletajelor de rotor cum se va arăta în paragrafele ce urmează.

10.4 Distribuitorul turbinelor hidraulice

Pentru generarea distribuitorului turbinelor hidraulice Kaplan sau Francis s-a proiectat interfața din Figura 10.15 în *TurboCADoptim*. Pentru aceasta se impun următorii parametri:

- *no. of points on the foils* - numărul de puncte pe extradosul/intradosul profilelor de stator și aparat director. La bordurile de atac și de fugă ale profilelor se va face o îndesire exponențială cu rație impusă (*ratio*) pe o anumită distanță relativă (*refine dist*);
- *position of stay vanes* - raza și unghiul de dispunere a bordurilor de fugă ale coloanelor statorice;
- *position of guide vanes* - raza și unghiul de așezare a axelor de pivotare a paletelor de aparat director;
- *maximum extention* - raza și unghiul maxime pentru domeniul de distribuitor;
- *height* - înălțimea distribuitorului;
- *number of stay/guide vanes* - numărul total de paletaje de stator/aparat director și numărul folosit pentru generarea benzii de periodicitate geometrică;
- *installation angles* - unghiul de instalare al paletajelor de stator/aparat director;
- *theta of meridian* - poziționarea provizorie a meridianului cu care se generează corpul 3D de revoluție din care se vor extrage paletajele de stator/aparat director;
- *sharp TE* - opțional se poate reconstrui profilul hidrodinamic al statorului/aparatului director utilizând un bord de fugă ascuțit;
- *stay/guide vanes TE reconstruction* - opțional se poate impune un arc de cerc în bordurile de fugă ale statorului/aparatului director.

The screenshot displays the TurboCADOptim software interface. At the top, there is a menu bar with options like 'File', 'Edit', 'View', 'Plane', 'Space', 'Execute', 'Tools', and 'Help'. Below the menu is a toolbar with various icons. The main window shows a 2D plot of a meridional channel with labels for 'DISTRIBUTOR', 'ELBOW', and 'RUNNER'. A control panel on the right contains the following settings:

- Number of points: 30
- Distributor: 15
- Runner: 130
- Rmax of distributor [mm]: 10000
- Turning point: 5225
- Radial coordinate [mm]: 1500
- Axial coordinate [mm]: 2000
- Zmin of runner [mm]: 2000

Below the control panel, there is a 2D plot showing the meridional channel profile. The vertical axis ranges from -5000 to 6000, and the horizontal axis ranges from 0 to 600. The plot shows a dashed line for the distributor, a solid line for the elbow, and a dotted line for the runner. A text box in the bottom right corner contains the following text:

```

Generated the meridional channel in
2D plot for the distributor
30 points for the distributor
15 points for the runner
Radial coordinate [mm] [1000, 1500, 2000]
Axial coordinate [mm] [1000, 2000]
Distributor [mm] [10000, 10000]
Runner [mm] [10000, 10000]

```

At the bottom of the window, there is a status bar showing 'TurboCADOptim' and 'files'. The system tray in the bottom right corner shows the date '00:12' and '2008.01.23'.

Figura 10.13: Formatarea traseului meridian al turbomașinilor

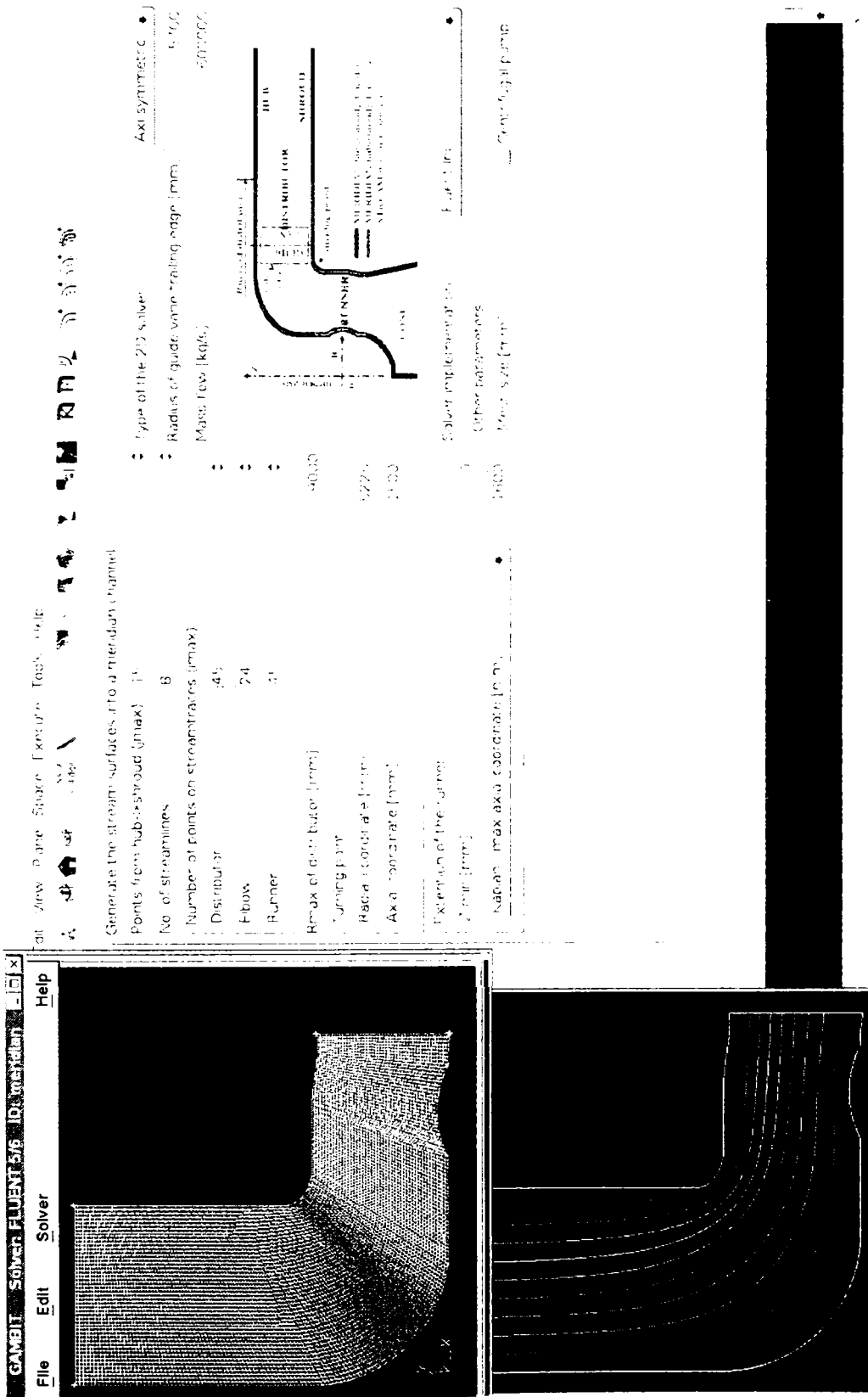


Figura 10.14: Calculul 2D axial-simetric al traseului meridian

Datele de ieșire ale *TurboCADoptim* sunt parametrii geometrici de bază ai profilelor de stator/aparat director, iar la apăsarea butonului *Gambit* se generează automat în aplicația *Gambit* canalul interpaletar de distribuitor cu opțiunile introduse anterior ca în Figura 10.15. Pentru mai multe detalii de utilizare a fișierelor de comenzi ale pachetului *FLUENT* se poate consulta [37].

10.5 Proiectarea rotoarelor turbomașinilor

10.5.1 Analiza unui rotor existent

Pentru analiza parametrilor geometrici ai unui rotor existent s-a proiectat interfața din Figura 10.16. Pentru aceasta se introduc următorii parametri:

- *no. of old sections* - numărul tuburilor de curent existente;
- *disposal* - așezarea rețelelor de profile: pe tuburi de curent sau în plan;
- *coordinate system* - modificarea sistemului de coordonate (dacă este cazul) din Cartezian în cilindric;
- *no. of points* - numărul de puncte pentru reconstrucția extradosului și intradosului fiecărei secțiuni;
- *sharp_TE* - opțiunea pentru generarea unui bord de fugă ascuțit.

În urma execuției se vor scrie în fișiere coeficienții de parametrizare ai fiecărei secțiuni împreună cu parametrii tuburilor de curent calculați automat. Parametrii de bază ai secțiunilor vor fi afișați și direct ca în Figura 10.16. În continuare rotorul respectiv va putea fi utilizat în *TurboCADoptim* ca și soluție inițială pentru optimizarea paletajului rotoric.

10.5.2 Proiectarea clasică a turbinelor Kaplan

La proiectarea clasică a turbinelor Kaplan se folosește interfața *TurboCADoptim* din Figura 10.17. Cu excepția proiectării rețelelor de profile ale paletajului rotoric s-a folosit metoda coeficienților de viteză I. Anton din [4]. Pentru proiectarea efectivă a rețelelor de profile se apelează automat recursiv procedura prezentată în paragraful 10.2.

Pentru o variantă de proiectare se folosesc următorii parametri:

- *head* - căderea turbinei;
- *power* - puterea turbinei Kaplan;
- *mech efficiency* - randamentul mecanic al turbinei Kaplan;
- *suction head* - înălțimea de aspirație a turbinei;
- *no. of points* - numărul de puncte de reconstrucție pentru extradosul și intradosul profilelor hidrodinamice ale rotorului;
- *velocity* - impunerea condițiilor de la intrare pentru câmpul de viteză (axială și tangențială): prin puncte cu interpolare sau prin coeficienți de parametrizare;

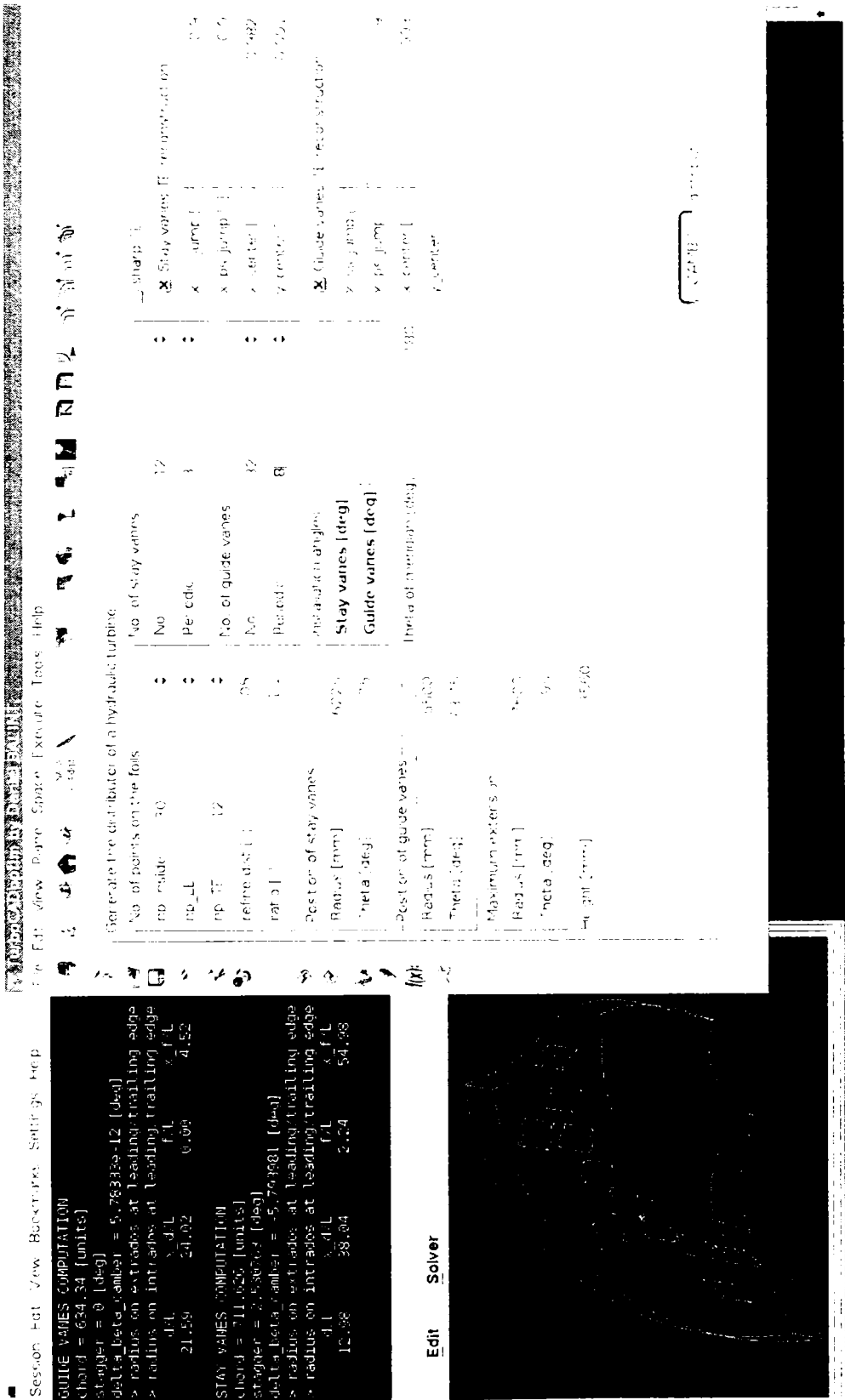


Figura 10.15: Generarea domeniului 3D de distribuitor al turbinei

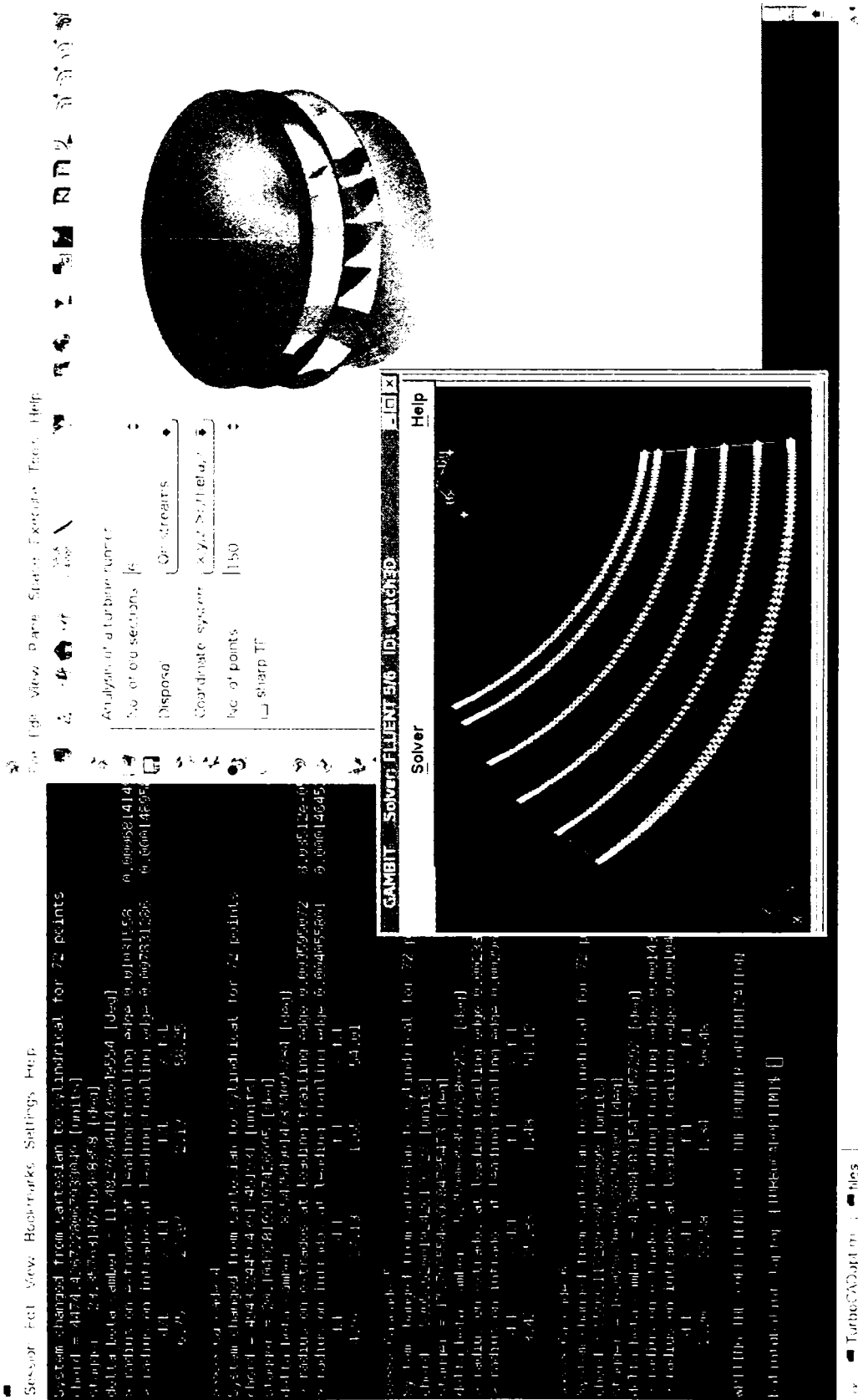


Figura 10.16: Analiza unui rotor existent

- *electrical poles* - numărul de perechi de poli ai generatorului electric pentru stabilirea turaţiei;
- *runner diameter* - diametrul rotorului Kaplan;
- *relative diameter of hub* - diametrul relativ al butucului;
- *no. of blades* - numărul paletelor de rotor;
- *chord/step* - coarda relativă a reţelelor de profile în secţiunea medie şi respectiv la butuc;
- *rel max thickness* - grosimea relativă maximă a profilelor hidrodinamice proiectate;
- *rel pos of max thickness* - poziţia relativă a grosimii maxime;
- *thickness constant* - constantă utilizată în funcţia de grosime a profilelor pentru aplatizarea acesteia;
- *sharp TE* - reconstrucţia profilelor utilizând un bord de fugă ascuţit.
- *incidence* - incidenţa din bordul de atac pentru butuc, respectiv pentru periferia paletii;
- *rel pos of max loading* - poziţia relativă a săgeţii maxime;
- *number of real sections* - numărul reţelelor pentru paletajul rotorului;
- *foil position vs span* - coeficient care impune îndesirea profilelor către butuc;
- *foil loading vs span* - distribuţia încărcării paletii în direcţie radială;

La execuţia *TurboCADoptim* se obţine ieşirea prezentată mai jos. Prin acţionarea butonului *Show blade in Gambit* se generează automat în *Gambit* paleta rotorului de turbină proiectat ca în Figura 10.17.

```

=====
TurboCADoptim 2007 -- BALINT Daniel-Iosif (2007)
=====
DESIGN PARAMETERS
H = 27.150 [m]
P = 140000.000 [kW]
eta_T = 98.000 [%]

CHOOSING THE PRINCIPAL PARAMETERS
n_s_kw = 486.007 [rot/min]
n = 80.499 [rot/min]
pp = 42 [node pairs]
n_sincron = 71.429 [rot/min]
n_s_kw_rec = 431.245 [rot/min]
Q = 536.552 [m3/sec]

COMPUTING THE PRINCIPAL GEOMETRICAL DIMENSIONS
n_s_star = 1.463 [-]
k_uR = 1.540 [-]
D = 9.500 [m]
Q_11 = 1.141 [m3/s]
n_11 = 130.230 [rot/min]

```

The screenshot displays the TurboCADoptim software interface. The top menu bar includes File, Edit, View, Place, Space, Execute, Tools, and Help. The main window is titled "Design the Kaplan runner - classic theory".

Design Parameters:

- Head [m]: 27.15
- Power [kW]: 170000.0
- Mech efficiency [%]: 98.0
- Blades: 5
- No. of blades: 5
- Characterized by: Mean span [-], Hub [-], Rel max thickness d/t
- Mean span [-]: 0.8
- Hub [-]: 0.9
- Rel max thickness d/t: 0.18
- Velocity [coefficients]: file
- Electrical poles: 42
- Runner diameter: 9.500
- Relative diameter of hub d/D [-]: 0.448

Blade Design Parameters:

- Hub [deg]: 0.1
- Shroud [deg]: 0.1
- Rel pos of max loading x % [%]: 35.0
- Number of real sections: 16
- Rel position vs span | For loading vs span | Order [-] | Hub [-] | Exit imposed
- Rel position vs span | For loading vs span | Order [-] | Hub [-] | Exit imposed

3D Model: The bottom right shows a 3D model of the Kaplan turbine runner, with a "GAMBIT Solver: FLUENT 5/6 ID: default id" window open. The model shows the curved blades and the central hub.

Figura 10.17: Proiectarea clasică a turbinelor Kaplan


```

k_vms = 0.328 [-]
fi_s = 0.213 [-]
D_s = 9.500 [m]
niu = 0.448 [-]
sigma = 0.537 [-]
head_s = -4.500 [-]

```

COMPUTING THE KINEMATIC AND THE ANGULAR PARAMETERS

```
PAR.-CAS. hub->shroud 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10
```

```

D_i [m] 4.256 4.526 4.944 5.446 6.011 6.628 7.289 7.991 8.729 9.500
delta_r [-] 0.448 0.476 0.520 0.573 0.633 0.698 0.767 0.841 0.919 1
span_r [per] 0.0 5.2 13.1 22.7 33.5 45.3 57.8 71.3 85.3 100
head_r [m] 20.4 21.66 23.28 24.7 25.8 26.5 26.9 .1 .147 .15
eta_r [per] 73.5 78.2 84. 89.3 93.2 95.8 97.2 97.8 97.99 98
eta_mediu [per] 93.100
delta_ur [-] 1.180 1.197 1.201 1.181 1.138 1.078 1.010 0.941 0.875 0.816
k_uR [-] 1.540
k_vms [-] 0.328
fi_s [-] 0.213
v_m_med [m/s] 9.470
v_m_r [m/s] 10.417 10. 2 10.075 9.880 9.701 9.541 9.398 9.264 9.132 9
k_r [-] -0.075 -0.052 -0.026 -0.007 0.002 0.002 -0.002 0.001 0.033 0.126
beta_or [deg] 66.42 62.85 56.369 48.359 40.338 33.4 .8 23.6 20.5 18
beta_3r [deg] 31.741 30.32 28.184 25.785 23.359 21.1 19. 17 15.8 14.6
beta_infr [deg] 44.251 41.98 38.311 34.054 29.8 25.9 22.6 19.9 17.8 16.2
alfa_or [deg] 42.49 41.378 40.516 40.46 41.263 42.795 44.8 46.7 47.9 47
alfa_3r [deg] 95.063 93.54 91.768 90.48 89.9 89.9 90 89.9 88.4 84
deltabeta_r [deg] 34.68 32.529 28.18 22.57 16.979 12.3 8.84 6.4 4.8 3.69
deltabeta_infr [deg] 28.035
w_or [m/s] 11.366 11.543 12.101 13.220 14.987 17.342 20.1 23.1 26 28.7
w_3r [m/s] 19.802 20.346 21.332 22.712 24.467 26.5 28.9 31.3 33.6 35.7
w_infr [m/s] 14.929 15.356 16.252 17.643 19.523 21.8 24.4 .1 29.8 32.2
v_or [m/s] 15.422 15.539 15.509 15.225 14.7 14. 13.3 12.7 12.3 12.2
v_3r [m/s] 10.458 10.291 10.080 9.880 9.701 9.542 9.4 9.3 9.1 9
v_our [m/s] 11.371 11.660 11.790 11.584 11.057 10.3 9.5 8.7 8.3 8.3
v_3ur [m/s] -0.923 -0.635 -0.311 -0.083 0.018 0.02 -0.023 0.01 0.3 0.9
v_ur [m/s] 12.294 12.295 12.101 11.667 11.038 10.290 9.495 8.7 8 7.3

```

HYDRAULIC CALCULUS OF THE RUNNER BLADE

```

z_r [blades] 6
l_t_mean [-] 0.800
l_t_hub [-] 0.900

```

```
PAR.-CAS. hub->shroud 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10
```

```

delta_r [-] 0.448 0.476 0.520 0.573 0.633 0.698 0.767 0.841 0.919 1.000
l_t_r [-] 0.900 0.890 0.874 0.855 0.833 0.810 0.784 0.758 0.729 0.700
t_l_r [-] 1.111 1.124 1.144 1.170 1.200 1.235 1. 5 1.320 1.371 1.429
t_r [m] 2.228 2.370 2.589 2.852 3.147 3.470 3.817 4.184 4.571 4.974
l_r [m] 2.006 2.108 2.262 2.437 2.622 2.809 2.994 3.170 3.334 3.482
d_r [m] 0.361 0.359 0.355 0.350 0.345 0.339 0.333 0.3 0.320 0.313
d_l_r [-] 0.180 0.170 0.157 0.144 0.132 0.121 0.111 0.103 0.096 0.090

```

COMPUTING THE HYDRODYNAMIC FOILS

```

-> Cascade 1
chord = 1.50255155 [units]

```

```

stagger = 41.20948757 [deg]
delta_beta_camber = 31.34528399 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.0316 83 5.033915e-07
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.04251855 0.0002088504
d/L x_d/L f/L x_f/L
12.35 18.30 8.35 39.41
aao = 0.099603619 0.011055197 -0.0041 512 0.001134 -0.00011 -0.0000058
aio = 0.014732611 0.018369366 -0.005682299 0.000760182 0.0007 -0.0003

-> Cascade 2
chord = 1.562491047 [units]
stagger = 39.4574 88 [deg]
delta_beta_camber = 32.79944153 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.0284393 1.026632e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.03142207 0.0001817244
d/L x_d/L f/L x_f/L
11.18 18.30 8.06 39.07
aao = 0.093914742 0.010354912 -0.003920446 0.001078 -0.000084 -0.00002
aio = 0.017016580 0.016929748 -0.005230128 0.00072 0.000633 -0.0 8218

-> Cascade 3
chord = 1.671979022 [units]
stagger = 36.54654224 [deg]
delta_beta_camber = 31.42454742 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.01998889 1.232008e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.02137653 0.0001 86
d/L x_d/L f/L x_f/L
9.59 18.88 7.30 39.07
aao = 0.083357283 0.009649 -0.00363 63 0.0010096 -0.0000768 -0.000021
aio = 0.017314173 0.015031660 -0.004477971 0.000602 0.00054 -0.00023

-> Cascade 4
chord = 1.825461404 [units]
stagger = 33.09571302 [deg]
delta_beta_camber = 26.82296525 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.01107645 9.190735e-07
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.01479529 7.770755e-05
d/L x_d/L f/L x_f/L
8.00 19.45 6.21 39.75
aao = 0.070313817 0.009105746 -0.003267 0.000895 -0.00007 -0.0000167
aio = 0.015025477 0.013180261 -0.003602113 0.00041 0.00045 -0.00018

-> Cascade 5
chord = 2.019643733 [units]
stagger = 29.65169225 [deg]
delta_beta_camber = 22.13178754 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.006888865 2. 9167e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.008449019 5.520752e-05
d/L x_d/L f/L x_f/L
6.59 20.54 5.13 41.09
aao = 0.057995428 0.008387 9 -0.002696682 0.000648 0.0000075 -0.00003
aio = 0.012261947 0.011280201 -0.002628691 0.00014 0.00043 -0.00015

-> Cascade 6
chord = 2.248138711 [units]
stagger = 26.38760751 [deg]
delta_beta_camber = 16.70392945 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.003640714 2.155916e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.00564809 3.246333e-05

```

```

d/L x_d/L f/L x_f/L
5.42 21.58 4.10 42.74
aao = 0.046618114 0.007733146 -0.002170260 0.00044 0.0000442 -0.000029
aio = 0.008861891 0.009711986 -0.00186 -0.000038 0.000379 -0.00012

-> Cascade 7
chord = 2.502403302 [units]
stagger = 23.55419002 [deg]
delta_beta_camber = 12.78679663 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.002338482 2.495952e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.003396805 2.130467e-05
d/L x_d/L f/L x_f/L
4.48 22.08 3.28 44.37
aao = 0.037656 5 0.006950329 -0.001641505 0.0002463 0.0000849 -0.00003
aio = 0.0063 876 0.008267791 -0.001216672 -0.00018 0.00034 -0.000095

-> Cascade 8
chord = 2.772180305 [units]
stagger = 21.14486614 [deg]
delta_beta_camber = 9.656243466 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.001469646 1.985922e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.002253912 1.304528e-05
d/L x_d/L f/L x_f/L
3.74 23.07 2.64 45.99
aao = 0.030561157 0.006220089 -0.0012 464 0.000117 0.000095 -0.000027
aio = 0.004303437 0.007084365 -0.0007668 -0.000247 0.00029 -0.000074

-> Cascade 9
chord = 3.045424151 [units]
stagger = 19.16937443 [deg]
delta_beta_camber = 7.452365068 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.0009873419 1.516951e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.001544903 8. 1515e-06
d/L x_d/L f/L x_f/L
3.17 23.54 2.15 47.28
aao = 0.025206346 0.005542389 -0.000910719 0.000034 0.000094 -0.000022
aio = 0.002893434 0.006102810 -0.00045722 -0.0 4384 0.00025 -0.000058

-> Cascade 10
chord = 3.30705696 [units]
stagger = 17.60084607 [deg]
delta_beta_camber = 5.925649639 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.0007046306 1.171146e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.001106369 5.518685e-06
d/L x_d/L f/L x_f/L
2.73 24.02 1.80 48.56
aao = 0.021220473 0.004943747 -0.000682200 -0.000015 0.000088 -0.00002
aio = 0.001932415 0.005301918 -0.00026 -0.000 6745 0.00021 -0.00005

COMPUTING THE CENTER OF FOILS ...done

REVIEW OF THE PARAMETERS OF THE FOIL CASCADES
PAR.-CAS. hub->shroud 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

span_r [per] 0.000 5.150 13.1 22.693 33.462 45.225 57.85 71.23 85.3 100
beta_s [deg] 41.813 39.850 36.758 33.2 29.7 26.4 23.6 21.15 19.2 17.6
alfa_inf [deg] 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.0 0. 0. 0
t_l [-] 1.111 1.124 1.144 1.170 1.200 1.235 1. 5 1.320 1.371 1.429
beta_o [deg] 66.424 62.851 56.369 48.359 40.34 33.38 .85 23.6 20.5 18.3

```

```

beta_3 [deg] 31.741 30.321 28.184 25.785 23.36 21.1 19. 17.2 15.75 14.6
deltabeta [deg] 34.683 32.529 28.185 22.57 16.98 12.3 8.8 6.4 4.8 3.7

d/L [%] 12.345 11.181 9.587 8.004 6.595 5.421 4.480 3.741 3.168 2.731
x_d/L [%] 18.303 18.303 18.883 19.448 20.537 21.578 22.083 23.1 23.5 24.
f/L [%] 8.352 8.062 7.303 6.212 5.133 4.097 3.281 2.637 2.155 1.799
x_f/L [%] 39.409 39.069 39.069 39.746 41.087 42.739 44.4 45.99 47.8 48.6
x_c/L [%] 33.586 33.603 33.739 34.008 34.360 34.714 35. 35. 35.6 35.8
y_c/L [%] 5.437 5.305 4.835 4.102 3.388 2.671 2.118 1.676 1.349 1.110

span[%] vm[m/s] v_u0[m/s] v_u3[m/s] Hr[m] alfa3_fluent[deg]
0.000 10.417 11.371 -0.923 20.362 84.937
5.150 10. 2 11.660 -0.635 21.656 86.460
13.1 10.075 11.790 -0.311 23.284 88.232
22.693 9.880 11.584 -0.083 24.726 89.519
33.462 9.701 11.057 0.018 25.820 90.109
45.225 9.541 10.306 0.016 26.539 90.095
57.846 9.398 9.472 -0.023 26.936 89.858
71.229 9.264 8.725 0.009 .103 90.058
85.299 9.132 8.254 0.263 .147 91.647
100.000 8.997 8.267 0.923 .150 95.858

```

Proiectarea rețelelor de profile se face în acest caz pe cilindri coaxiali utilizând metoda prezentată în paragraful 10.2. Coeficienții de parametrizare ai paletelor sunt automat transcriși în aplicația *TurboCADoptim* pentru ca paleta de rotor proiectată să poată fi utilizată la optimizare în aplicația *TurboCADoptim*.

10.5.3 Proiectarea modernă a turbinelor Kaplan

Pentru proiectarea modernă a turbinelor Kaplan s-a utilizat o metodică originală dezvoltată în cadrul acestei teze de doctorat. Astfel s-a proiectat în *TurboCADoptim* interfața din Figura 10.18. Punctul de plecare al proiectării este dat de impunerea pe traseul meridian al turbinei a muchiiilor bordurilor de atac și de fugă ca în Figura 10.19 prin acționarea butonului *Compute LE/TE*. Redarea acestor muchii ale paletajului se poate face prin linii drepte, curbe spline sau efectiv prin puncte și utilizând interpolare liniară (în acest caz se redă cota axială pe fiecare tub de curent deoarece raza de dispunere pe fiecare tub de curent se calculează utilizând parametrii tuburilor de curent generate în secțiunea 10.3.4).

Ca și parametri de intrare se introduc următoarele valori:

- *head* - căderea turbinei Kaplan;
- *power* - puterea turbinei Kaplan;
- *number of streams* - numărul tuburilor de curent utilizate și generate la paragraful 10.3.4;
- *runner speed* - turația rotorului;
- *wicket gate angle* - unghiul de la ieșire de pe paletajul de aparat director;
- *radius of gate TE* - raza bordului de fugă al paletelor de aparat director;
- *number of blades* - numărul de palete de rotor;

- *no. of points on PS/SS* - numărul de puncte generate pe fiecare extradados și intrados al profilelor de rotor;
- *sharp TE* - utilizarea unui bord de fugă ascuțit;
- *distributor-runner interface* - poziția interfeței distribuitor-rotor;
- *maximum thickness* - grosimea maximă pentru rețeaua de la butuc, respectiv de la periferia paletelor rotorice;
- *pos of max thick* - poziția relativă a grosimii maxime a fiecărei rețele de profile;
- *thickness constant* - constanta pentru aplatizarea funcției de grosime;
- *blade loading* - încărcarea paletelor de rotor la butuc, la periferie și respectiv poziția relativă a săgeții maxime.

La fiecare modificare a poziției butonului *Modify parameter* se poate observa în timp real modificarea geometriei rețelelor de profile aplatizate de pe tuburile de curent (care nu sunt cilindri de rază constantă ca în cazul proiectării clasice) ca în Figura 10.18.

La acționarea butonului *Show blade in Gambit* se afișează automat 3D paleta proiectată în *Gambit*. De asemenea la rularea programului *TurboCADoptim* este generată lista de parametri de mai jos, iar coeficienții de parametrizare ai rețelelor de profile sunt automat preluați în *TurboCADoptim* pentru optimizare.

```

=====
TurboCADoptim 2007 -- BALINT Daniel-Iosif (2007)
=====
DESIGN PARAMETERS
H = 27.150 [m]
P = 140000.000 [kW]

CHOOSING THE PRINCIPAL PARAMETERS
pp = 42.000 [node pairs]
speed = 71.429 [rot/min]
n_s_kw_rec = 431.245 [rot/min]
Q = 525.821 [m3/sec]

COMPUTING THE PRINCIPAL GEOMETRICAL DIMENSIONS
D = 9.500 [m]
niu = 0.448 [-]

z_r [blades] 6

SECTION 1 ----- span 18.576053262619787176 % --

>>> theta extension 67.918190376174223388
>>> characteristic step 2737.8177050501462872

chord = 3488.8528189239837047 [units]
stagger = 24.22985637685770044 [deg]
delta_beta_camber = 3.3203522832057479341 [deg]
> radius on extradados at leading/trailing edge 0.00661061 1.07139e-05
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.01262567 0.0007342653
d/L x_d/L f/L x_f/L
9.34 24.02 2.22 37.01

```

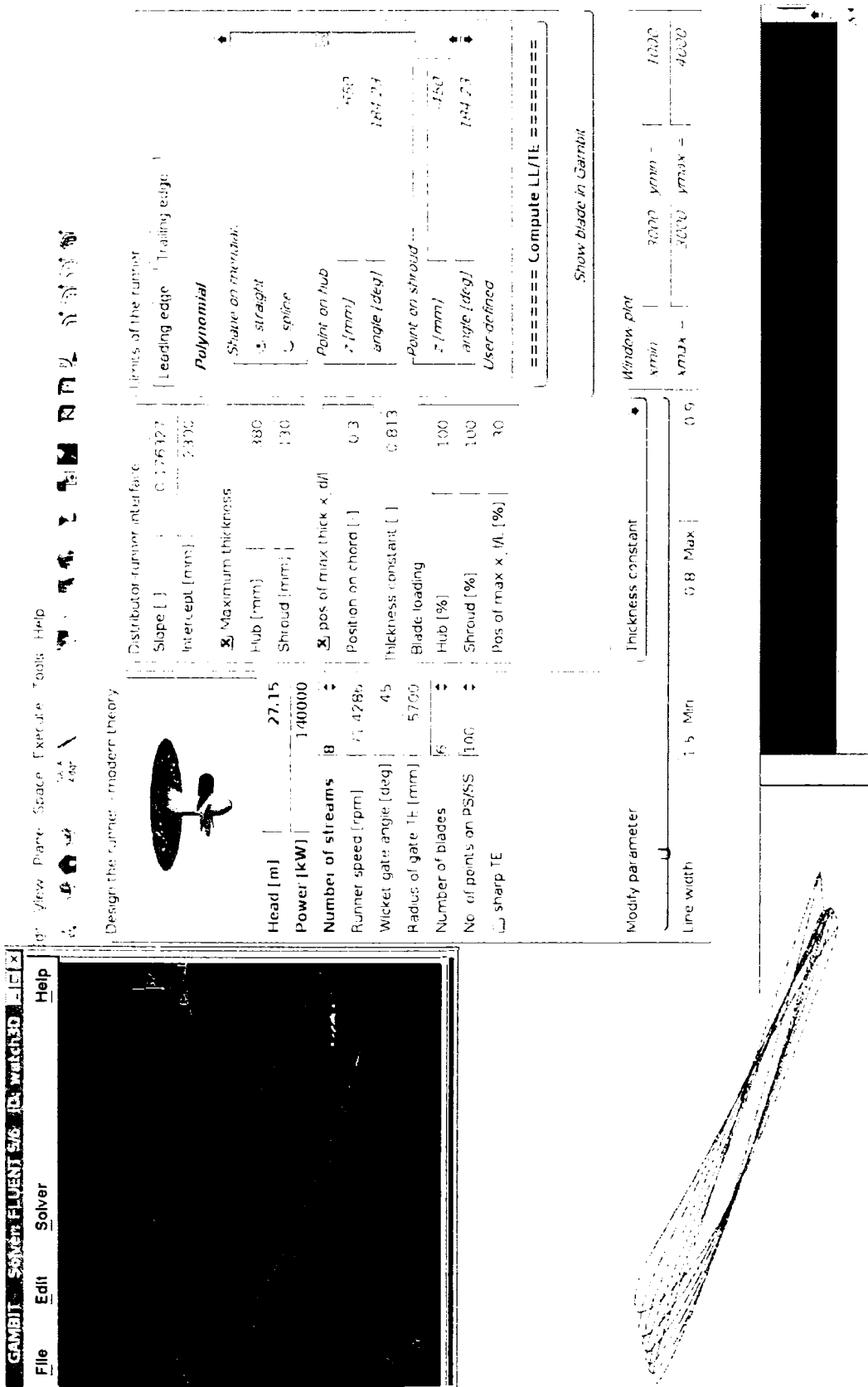


Figura 10.18: Proiectarea modernă a turbinelor Kaplan

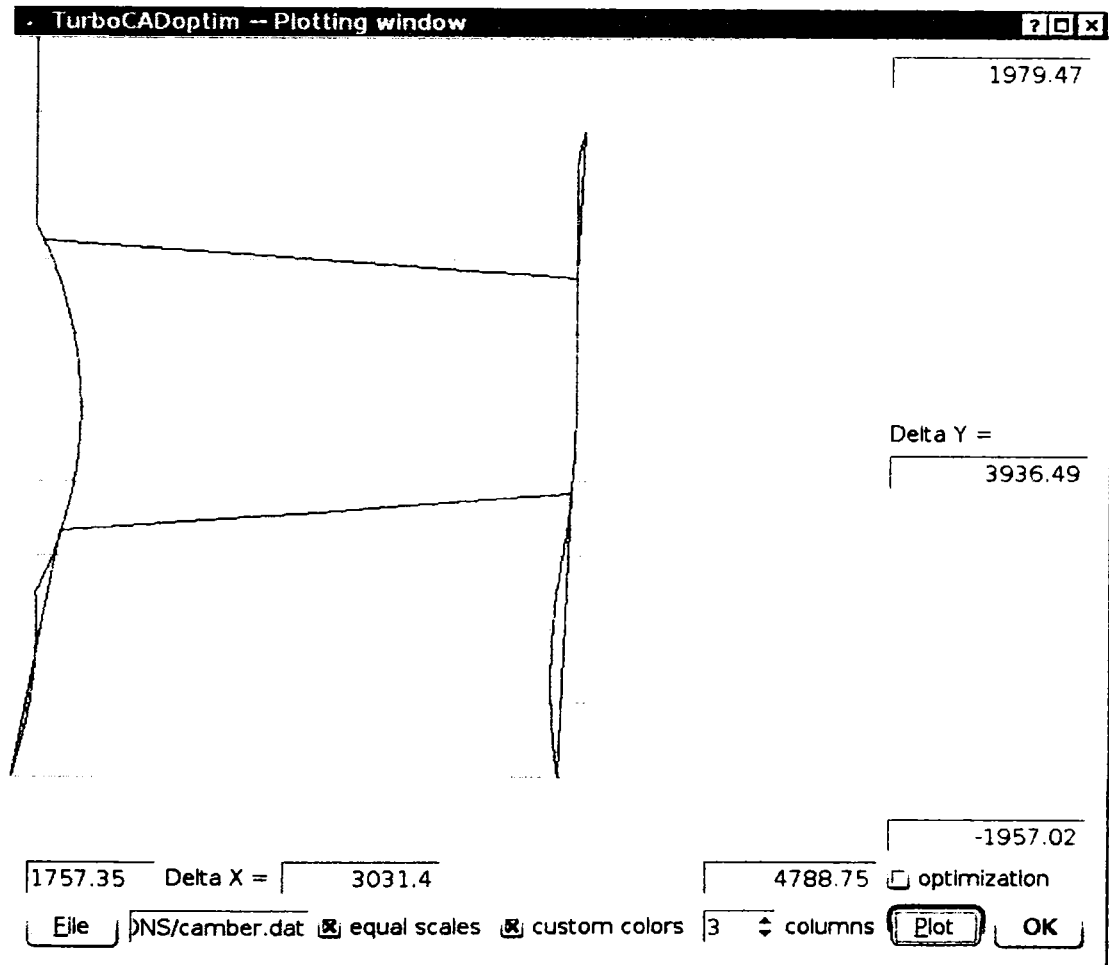


Figura 10.19: Impunerea zonei paletate în proiectarea modernă a turbinelor Kaplan

```
SECTION 2 ----- span 35.208140722364028363 % --
>>> theta extension 63.852833680544200945
>>> characteristic step 3194.5948609670490441

chord = 3733.8823508404238964 [units]
stagger = 21.554375699875787831 [deg]
delta_beta_camber = 1.9535893003633613141 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.005274349 3.628403e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.007225396 0.0004437699
d/L x_d/L f/L x_f/L
7.55 25.39 1.59 36.31

SECTION 3 ----- span 49.986952728097413967 % --
>>> theta extension 59.223408808879419496
>>> characteristic step 3600.4743834351979785

chord = 3850.3265375879796011 [units]
stagger = 19.973676495062658631 [deg]
delta_beta_camber = 0.63525438766532760226 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.003241385 4.131564e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.006154292 0.0002574166
d/L x_d/L f/L x_f/L
6.38 26.27 1.24 37.01

SECTION 4 ----- span 63.303593824621891883 % --
>>> theta extension 55.149939627349937155
>>> characteristic step 3966.1974149644065619

chord = 3911.6068399559226236 [units]
stagger = 18.946801956134269318 [deg]
delta_beta_camber = 1.4622276434668579626 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.002974953 2.425942e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.004228447 0.0001716995
d/L x_d/L f/L x_f/L
5.47 26.70 1.17 37.01

SECTION 5 ----- span 75.561051317005492933 % --
>>> theta extension 52.225787511761986082
>>> characteristic step 4302.831441552756587

chord = 3983.5022093676798249 [units]
stagger = 17.90301351163236987 [deg]
delta_beta_camber = 1.5308280454235256851 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.00187968 3.307593e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.003864748 9.99137e-05
d/L x_d/L f/L x_f/L
4.65 26.70 1.11 37.70

SECTION 6 ----- span 87.199427208506932629 % --
>>> theta extension 54.111366148533811327
>>> characteristic step 4622.4632527778303484

chord = 4370.6562808336439048 [units]
```



```
stagger = 15.74241089562988094 [deg]
delta_beta_camber = 2.9109811043584237211 [deg]
> radius on extrados at leading/trailing edge 0.001448881 1.955782e-06
> radius on intrados at leading/trailing edge 0.002304219 5.531792e-05
d/L x_d/L f/L x_f/L
3.62 26.27 1.17 38.04
```

outflow absolute angle at LE/TE for FLUENT

```
18.57605% 131.9489 58.14787
35.20814% 128.3707 64.76235
49.98695% 127.781 71.85714
63.30359% 128.2785 79.01194
75.56105% 129.487 86.01226
87.19943% 132.358 92.40237
```

outflow relative angle at LE/TE for FLUENT

```
18.57605% 146.0113 158.7388
35.20814% 151.6123 160.3246
49.98695% 154.5713 161.4123
63.30359% 156.294 162.2977
75.56105% 157.5829 163.2488
87.19943% 159.8974 165.4679
```

10.5.4 Proiectarea modernă a turbinelor Francis

Proiectarea modernă a turbinelor Francis este obținută cu aceeași subrutină prezentată pentru proiectarea modernă a turbinelor Kaplan deoarece aceasta este o metodă de proiectare generală pentru rețele de profile pe tuburi de curent și poate fi utilizată chiar și pentru proiectarea turbinelor bulb și a pompelor centrifuge.

Așadar interfața pentru proiectarea în timp real a rotorului turbinei Francis este prezentată în Figura 10.20, iar alegerea muchiilor de atac/fugă este prezentată în Figura 10.21.

10.6 Generarea 3D a domeniilor de rotor

Pentru generarea 3D în *Gambit* a domeniilor de rotor (Kaplan, Francis, bulb sau pompă centrifugă) s-a implementat în *TurboCADoptim* interfața din Figura 10.22. Parametrii impuși sunt următorii:

- *reconstruction* - modul de reconstrucție a paletelor de rotor utilizând interpolarea liniară sau regresia cubică în coeficienții de parametrizare ai rețelelor de profile (tehnici mai avansate de rafinare a paletelor sunt descrise în paragraful 10.7);
- *number of old/new sections* - numărul secțiunilor vechi și numărul secțiunilor noi rafinate. De regulă paletajul rotoric trebuie extins la butuc și la periferie pentru a ieși din domeniul rotoric după care se extrage paleta din corpul de revoluție dat de traseul meridian. Această tehnică prezintă dificultăți considerabile la torsionarea paletelor către inel pentru turbine Francis în practica de generare a domeniului de analiză, însă în *TurboCADoptim* s-a dezvoltat o metodă originală de descompunere a domeniului pentru a evita aceste neajunsuri și pentru a pregăti domeniul de analiză pentru rețele de discretizare structurate;
- *foil reconstruction* - modul de rafinare a bordurilor de atac/fugă ale profilelor paletelor de rotor;
- *blade angle* - rotirea paletelor de rotor pentru un anumit punct de funcționare;
- *trailing edge reconstruction* - reconstrucția bordului de fugă al profilului cu un arc de cerc de rază relativă impusă;
- *number of blades* - numărul paletelor de rotor;
- *relative position of camber for PS* - poziția relativă unghiulară a suprafețelor periodice în canalul interpaletar de rotor;
- *type of meridian* - tipul traseului meridian: Kaplan sau Francis. Acest fapt arată curbarea traseului meridian către distribuitor (cazul turbinelor Francis);
- *inlet/outlet surface* - torsionarea 3D a canalului interpaletar de rotor;
- *over in/out surfaces circ pos* - parametri care conduc la obținerea unor muchii de capăt perpendiculare pe suprafețele de intrare/ieșire din canalul interpaletar. Acești parametri sunt importanți în momentul discretizării domeniului de analiză;
- *circ pos of meridian* - poziționarea provizorie a traseului meridian;

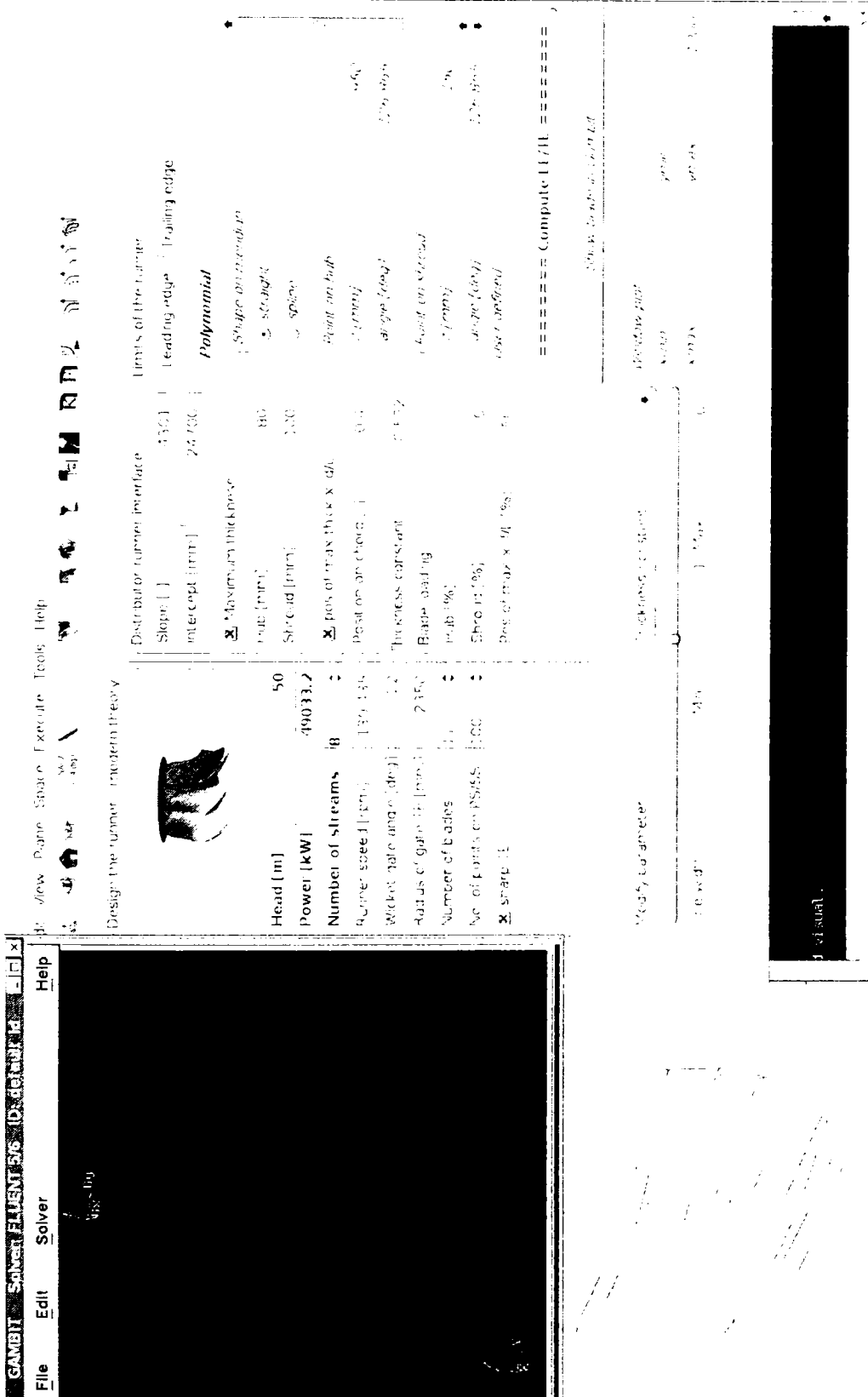


Figura 10.20: Proiectarea modernă a turbinelor Francis

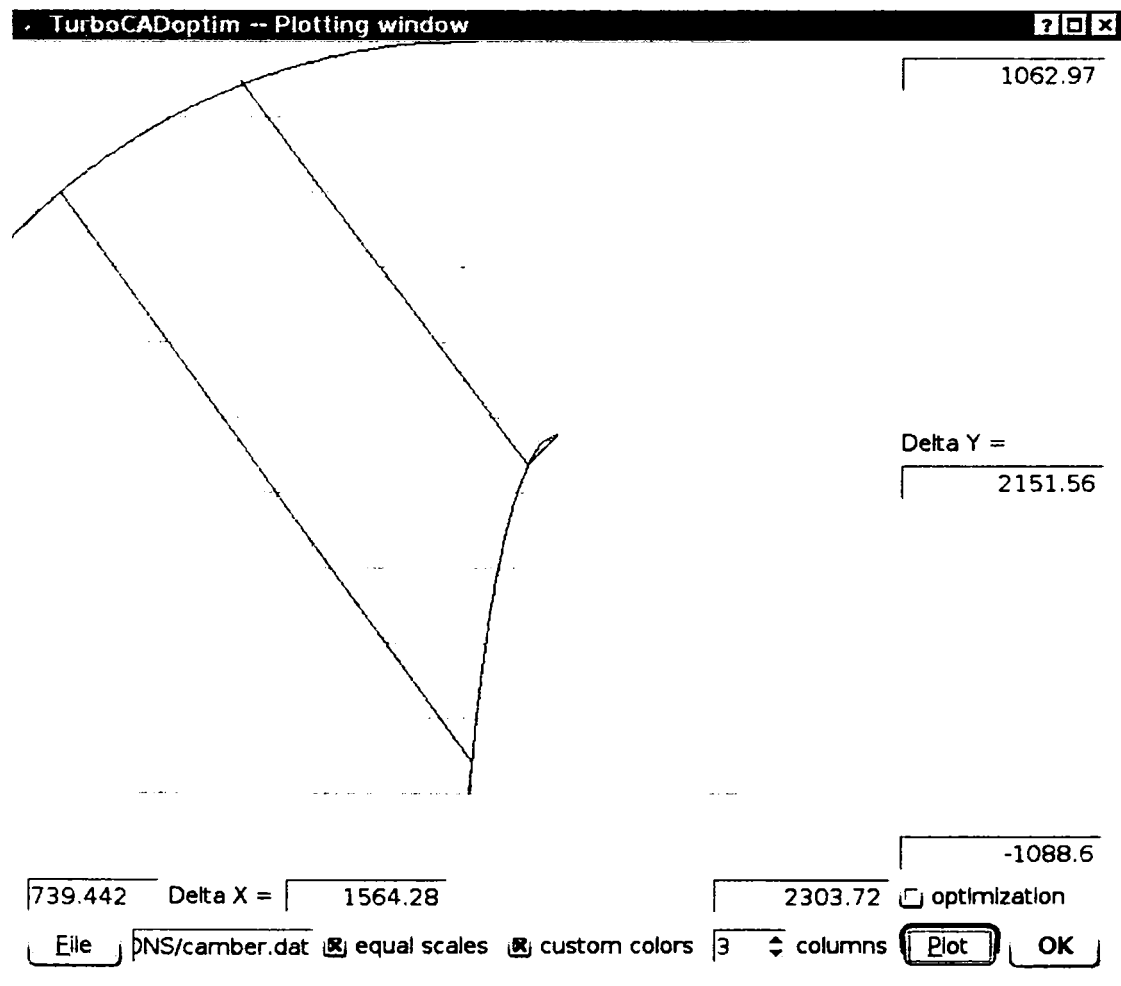


Figura 10.21: Impunerea zonei paletate în proiectarea modernă a turbinelor Francis

- *boundary layer* - generarea pe paleta de rotor a unui domeniu de analiză ce îmbracă paleta de rotor pe o înălțime impusă și care poate fi ușor discretizat cu rețea structurată;
- *camber step* - determină modul de generare a suprafeței periodice;
- *sharp TE* - reconstrucția opțională a profilelor hidrodinamice utilizând bord de fugă ascuțit;
- *splitter blade* - opțiunea pentru utilizarea paletelor (de geometrie diferită față de paletele de rotor) de dublare a rețelei de rotor;

După rularea aplicației *TurboCADoptim* și acționarea butonului *Gambit* se generează automat domeniul de rotor 3D ca în Figura 10.22.

10.7 Optimizarea paletajelor de rotor

Optimizarea paletelor de rotor este comună tuturor tipurilor de turbomașină: turbine Kaplan, Francis, bulb sau pompe centrifuge. Elementul comun al acestora este că toate au rețelele de profile hidrodinamice dispuse pe tuburi de curent. Modificarea suprafețelor paletajelor de rotor se poate face după mai multe criterii funcție de forma paletajului, a profilelor sau adăugare/extragere de material.

Un element foarte important în orice algoritm de modificare a paletelor de rotor este ca suprafața rezultantă a paletelor să fie fără distorsiuni în momentul intersectării cu plane radiale sau axiale ca în paragraful 10.7.7. Pentru aceasta programul TurboCADoptim dispune de algoritmi originali de rafinare a suprafeței paletelor de rotor comuni tuturor tipurilor de rotoare (turbine Kaplan, Francis, bulb, pompe centrifuge).

Pentru modificarea paletajelor de rotor s-a proiectat în *TurboCADoptim* interfața din Figura 10.23. În partea din stânga sunt meniurile implementate pentru modificarea paletajelor de rotor și vor fi analizate în paragrafele ce urmează. În partea de jos a interfeței este o regiune de text unde se pot modifica punctual valorile parametrilor. Acestea sunt ordonate funcție de rază și sunt redată vechile valori ale parametrilor urmate de noile valori.

În fiecare pas al modificării paletelor se pot salva parametrii paletelor (parametrii rețelelor de profile și ai tuburilor de curent) prin acționarea butoanelor *Save this case*, *Restore case* și *Delete case*. De asemenea se poate salva o anumită variantă de paletă ca fiind referința cu care să se compare o altă variantă prin acționarea butonului *Watch 3D*. Variantele se pot exporta prin acționarea butonului *Export blade*.

La început trebuie redată numărul secțiunilor și apoi se selectează ordinul de regresie a parametrilor afișați în partea inferioară a interfeței. Pentru a forma parametrii unei variante de paletă se folosește regiunea *Reshape the stream tubes* unde se selectează butonul corespunzător tipului de paletaj rotor: Kaplan sau Francis.

Pentru fiecare meniu utilizat și opțiunea din respectivul meniu se acționează butonul *read* pentru citirea parametrilor paletelor, butonul *compute* pentru efectuarea modificărilor, butonul *plot 2D* pentru a cuantifica grafic modificările, butonul *coeffs* pentru a prelua coeficienții de regresie (dacă este cazul), butonul *Watch 3D* pentru a vizualiza 3D modificările dorite (cu albastru varianta veche și cu roșu varianta nouă) și **opțional** butonul *save* pentru salvarea modificărilor făcute.

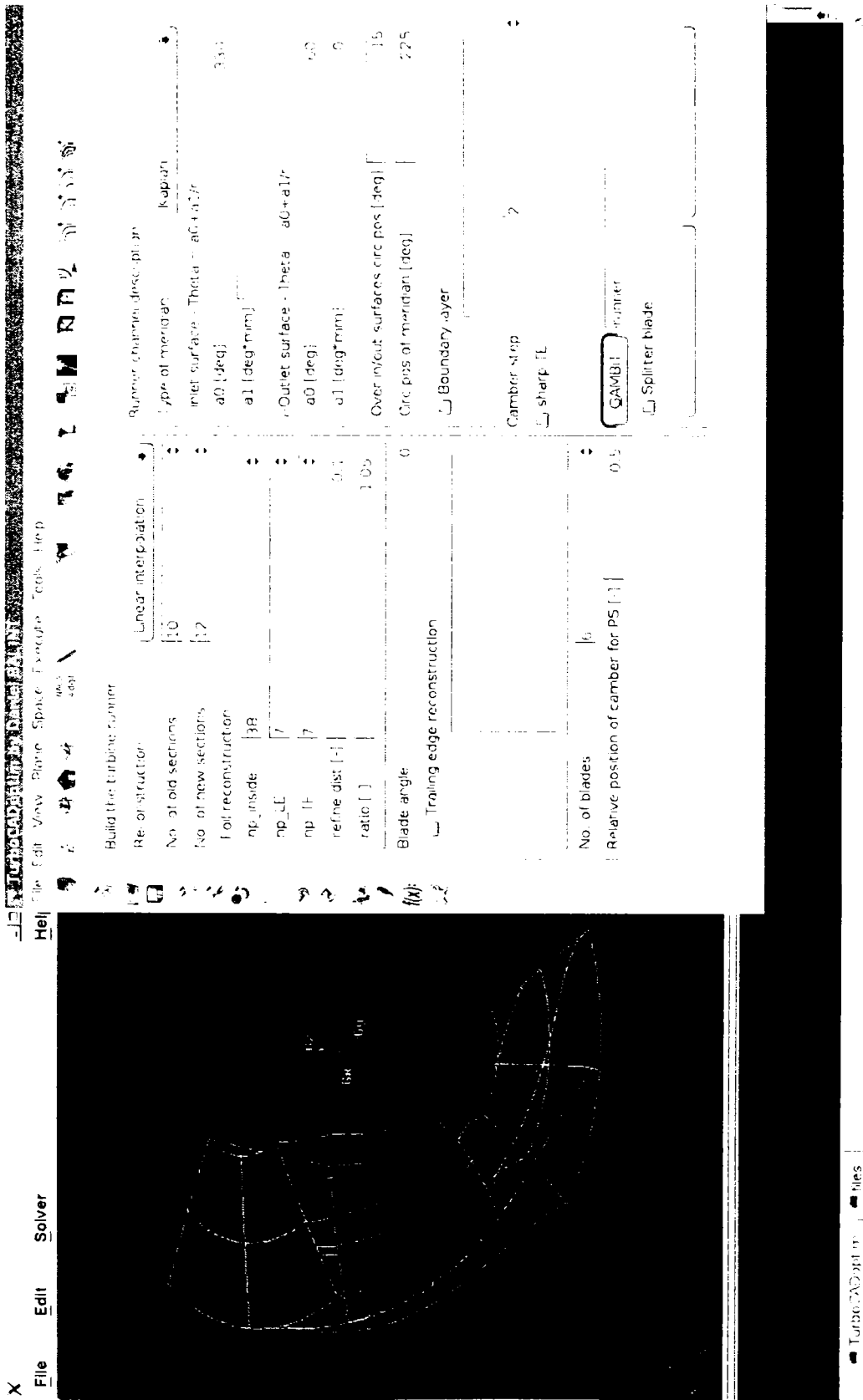


Figura 10.22: Generarea domeniului 3D de rotor al turbomașinilor

10.7.1 Modificarea rotorului funcție de forma paletelor

Pentru a modifica paleta de rotor funcție de forma paletelor sunt disponibile în *TurboCADoptim* opțiunile prezentate în Figura 10.23 din meniul *blade*. Aceste opțiuni sunt următoarele:

- *stagger angle* - pentru unghiul de instalare a profilelor de pe paleta rotorică;
- *chord length* - pentru lungimea cozii profilelor;
- *angular extent* - pentru sectorul unghiular acoperit de fiecare rețea de profile;
- *axis position - 2D* - pentru poziția relativă a axei de stivuire a profilelor în plan;
- *axis position - 3D* - pentru poziția relativă a bordului de atac, bordului de fugă sau de mijloc al profilelor în spațiu;

Modificarea unghiului de instalare a profilelor în rețea este prezentată în Figura 10.23 unde se pot observa în partea inferioară a interfeței *TurboCADoptim* valorile vechi funcție de rază și valorile recalculat cu o regresie patrică în acest caz ca în Figura 10.24, iar coeficienții de regresie sunt automat redați ca în Figura 10.25. Vizualizarea 3D a modificării este prezentată în Figura 10.26.

Modificarea unghiului de instalare (ca de altfel a oricărui parametru) poate fi făcută și punctual la o anumită rază prin modificarea valorii în partea inferioară a interfeței *TurboCADoptim*, dar este de preferat a se modifica parametrii prin regresii de un anumit ordin impus (constantă, liniară, pătratică sau cubică cel mult chiar dacă în *TurboCADoptim* sunt posibile regresii de ordin dat de numărul de secțiuni) pentru a asigura continuitatea suprafeței paletelor.

10.7.2 Modificarea rotorului funcție de forma profilelor

Pentru modificarea paletajului de rotor sunt disponibile mai multe opțiuni prezentate în Figura 10.27 din meniul *foil*. Acestea sunt următoarele:

- *maximum thickness* - grosimea relativă maximă și poziția relativă a acesteia;
- *maximum loading* - săgeata relativă maximă și poziția relativă a acesteia;
- *flatening the foil* - opțiune pentru aplatizarea funcției de grosime a profilelor;
- *reshape the foil thickness* - pentru extradusul sau intradosul profilelor se poate modifica un anumit coeficient din reprezentarea parametrică a paletelor rotorice.

Cu aceste opțiuni se poate modifica concret forma profilelor dispuse în rețea pe paletajul rotoric.

10.7.3 Modificarea rotorului prin adăugarea de material pe paletaj

Pentru a modifica suprafața paletelor de rotor prin adăugarea/extragerea de material (deplasarea în direcție normală a suprafeței) s-a implementat în *TurboCADoptim* meniul *reshape* prezentat în Figura 10.28. Aici se poate modifica extradusul / intradosul paletelor rotorice sau direct funcția de grosime / schelet a profilelor prin adăugarea/extragerea unei valori cu maximul impus de *add value* la o anumită poziție relativă pe paleta rotorică. Aceste poziții în direcție radială și pe coardă sunt impuse la opțiunile *radial/on chord position*, iar efectul acestora este

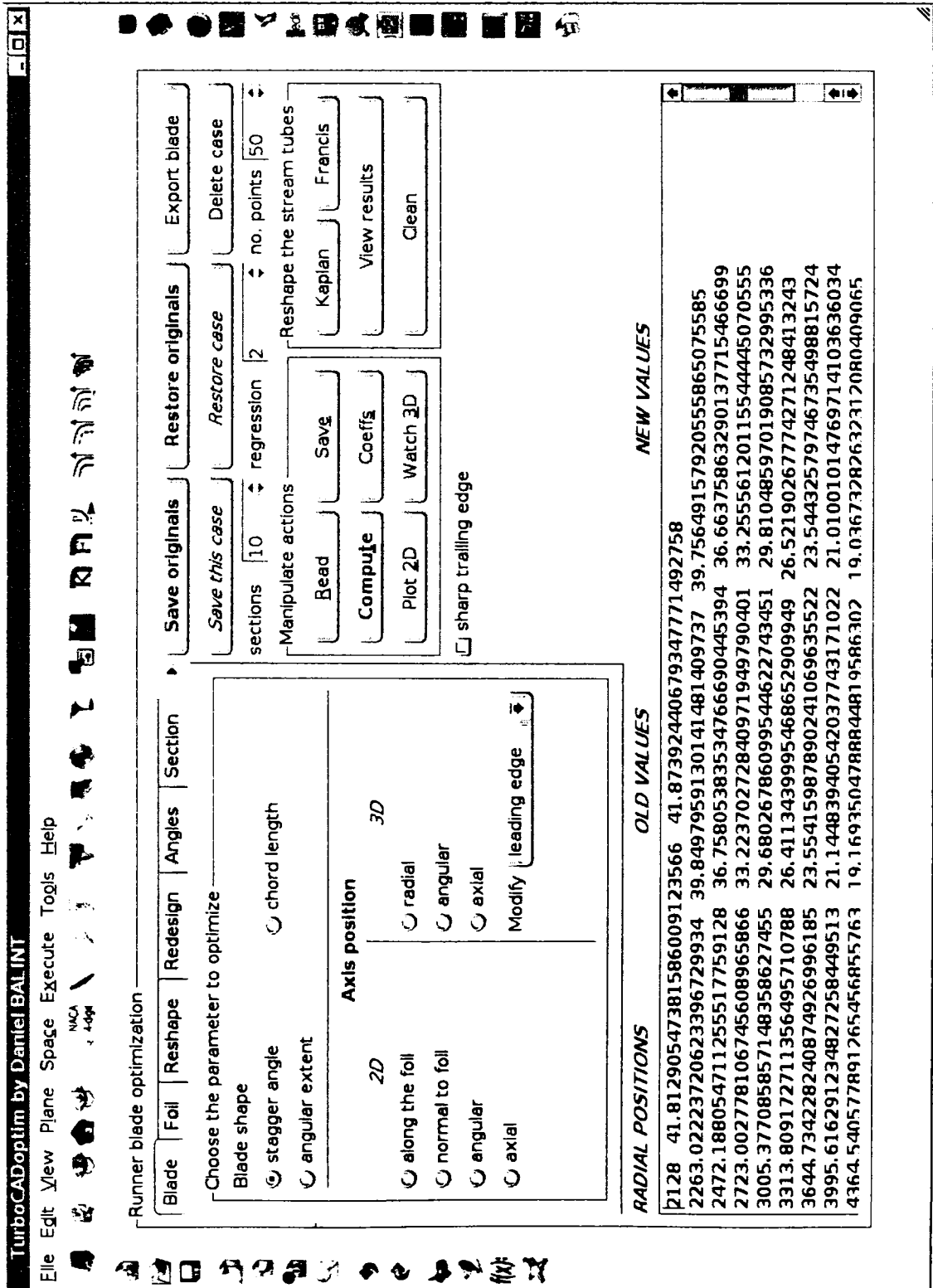


Figura 10.23: Modificarea paletii de rotor după forma paletii

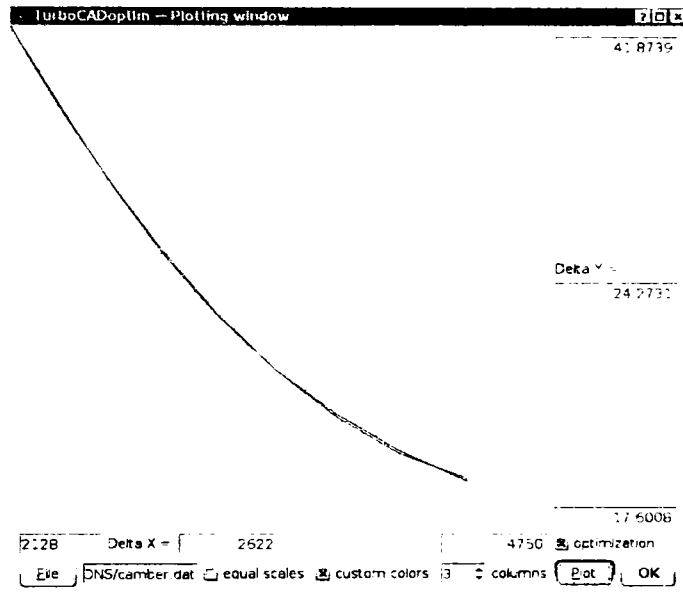


Figura 10.24: Rafinarea paletei

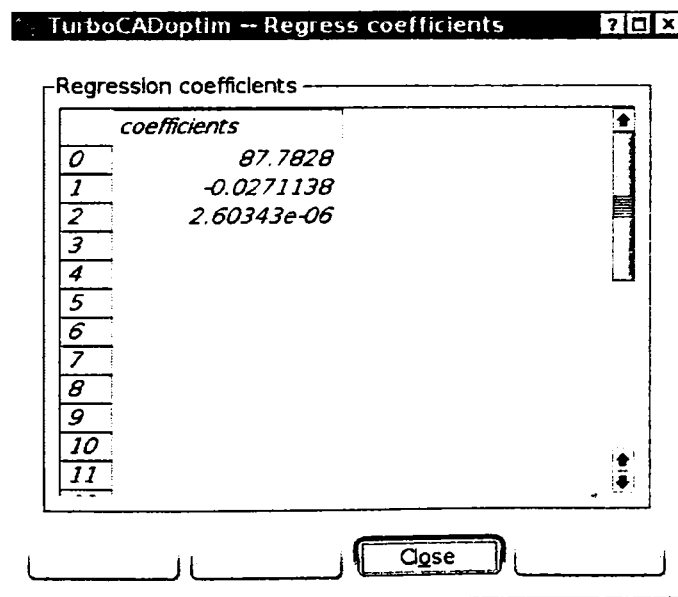


Figura 10.25: Coeficienții polinomului de regresie

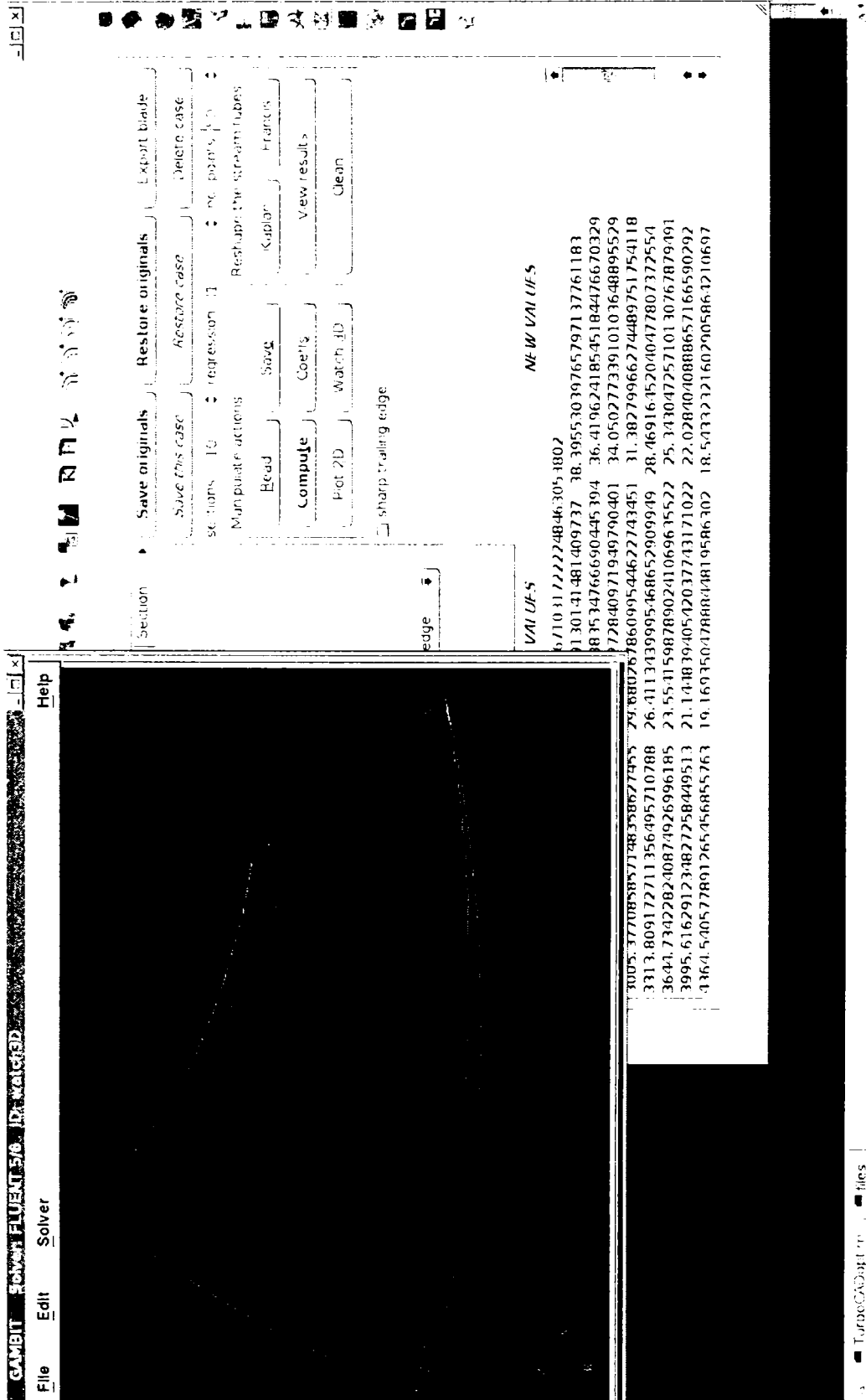


Figura 10.26: Vizualizarea 3D a modificării paletelor de rotor

resimțit descrescător în cele două direcții după o lege exponențială prin impunerea coeficienților *radial/on chord order*.

Vizualizarea 3D a modificării extradosului paletelor de rotor cu adăugarea unei valori de 200mm este prezentată în Figura 10.29. Poziționarea maximului este în mijlocul paletelor de rotor și scade spre limitele paletelor.

10.7.4 Regenerarea funcțiilor de descriere a profilelor

Scopul acestui tip de modificare a paletelor de rotor este de a prelua funcția de grosime sau cea de schelet a unui profil oarecare (ales din catalog sau proiectat în *TurboCADoptim* direct) și de a o impune pentru toată paleta rotorică. Pentru aceasta este implementat meniul *redesign* în *TurboCADoptim* prezentat în Figura 10.30. Ca și date de referință se redau grosimea/săgeata relativă maximă și pozițiile relative maxime ale profilului selectat cu butoanele *extrados/intrados file*.

10.7.5 Modificarea unghiurilor în bordurile de atac/fugă ale paletelor de rotor

Pentru modificarea unghiurilor tangențelor la curba de schelet din bordul de atac sau de fugă s-a implementat în *TurboCADoptim* meniul *angles* prezentat în Figura 10.31. Parametrii care sunt impuși sunt următorii:

- *max steps* - numărul maxim de pași de modificare a profilului la fiecare rază;
- *threshold* - pasul de modificare a unghiului la fiecare rază;
- *order* - coeficient exponențial prin care se schimbă modul de modificare a profilelor;
- *neighbour* - numărul punctului cu care se va calcula unghiul din bordul de atac sau de fugă la fiecare pas de modificare.

Aceste opțiuni sunt extrem de utile pentru a modifica poziția impactului curentului pe paletajul rotoric (prin modificarea unghiurilor de atac) sau a puterii mecanice preluate de rotor ori a câmpului de viteză din aval de rotor (prin modificarea unghiurilor din bordul de fugă).

10.7.6 Modificarea discretă a rețelelor de profile ale paletelor de rotor

Opțiunile din meniul *section* (Figura 10.32) implementat în *TurboCADoptim* sunt pentru a modifica legea de distribuție a unor anumiți parametri ai profilelor conform cu cei ai unei alte palete selectate (paleta model) cu butoanele *blade / extrados / intrados / parameters file*. Se pot selecta în *TurboCADoptim* din regiunea *select the parameters to modify* parametrii care vor fi preluați de pe paleta de model. Astfel se pot prelua tuburile de curent, funcția de variație a unghiului de instalare a profilelor, funcțiile de grosime și schelet, funcția de variație a lungimii corzii și modul de amplasare a axei de stivuire a profilelor în paletaj.

10.7.7 Intersecția paletelor de rotor cu plane discrete

Pentru a intersecta paleta de rotor cu plane axiale sau radiale s-a implementat în *TurboCADoptim* meniul *planes* din Figura 10.33. Pentru aceasta se impun valorile extreme și

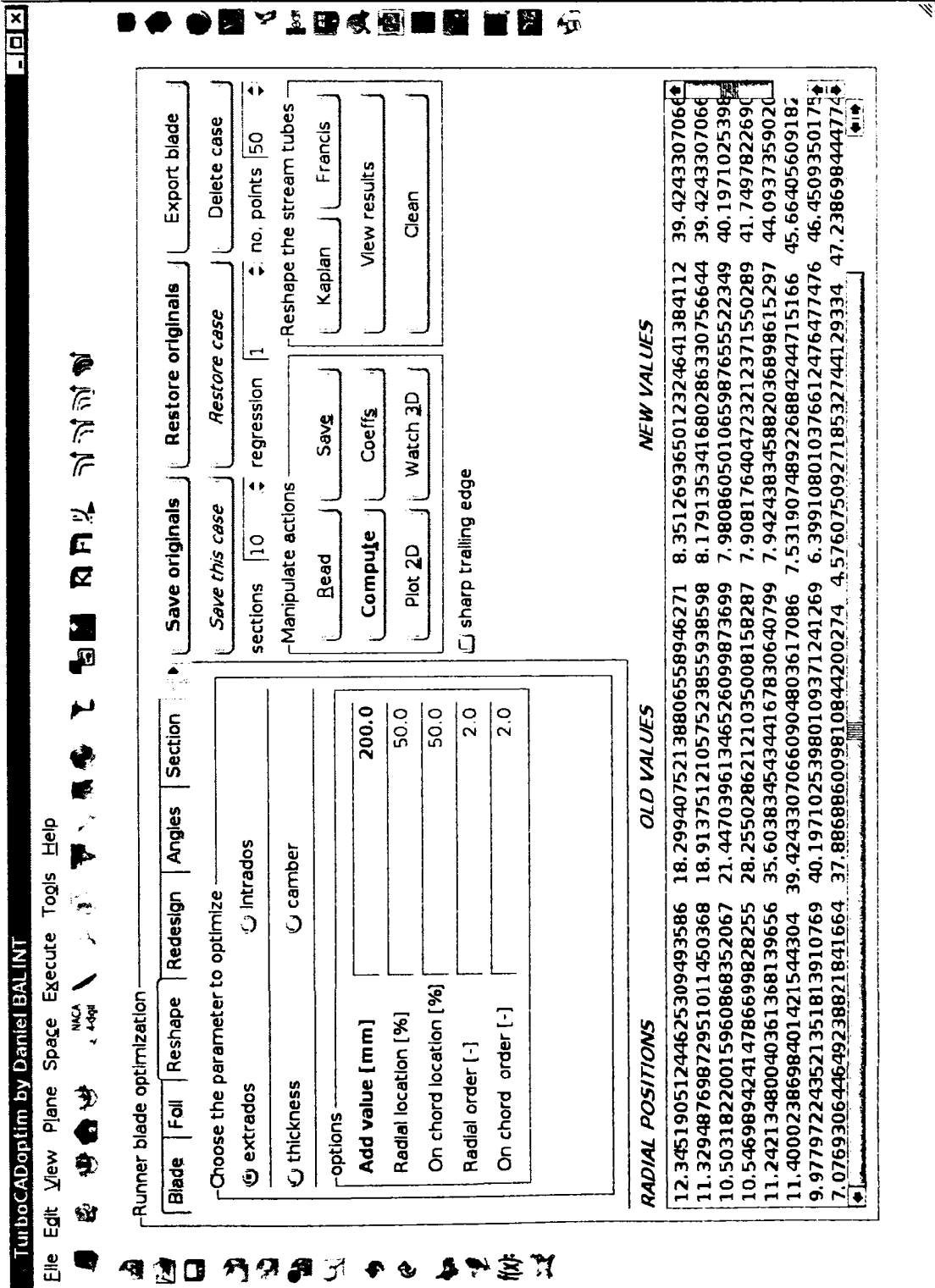


Figura 10.28: Modificarea paletii de rotor prin deformarea paletii

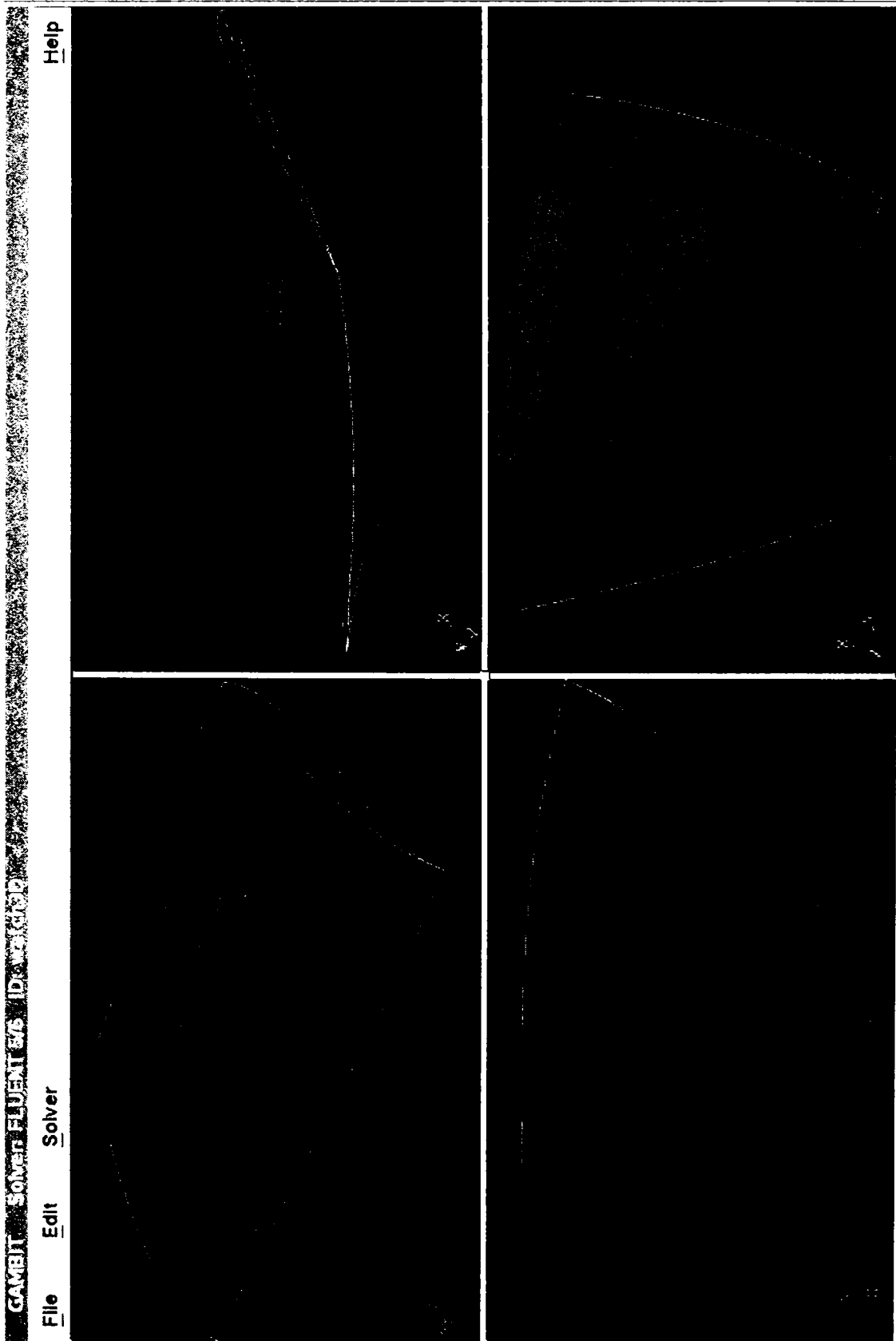


Figura 10.29: Vizualizarea 3D a modificării paletii de rotor

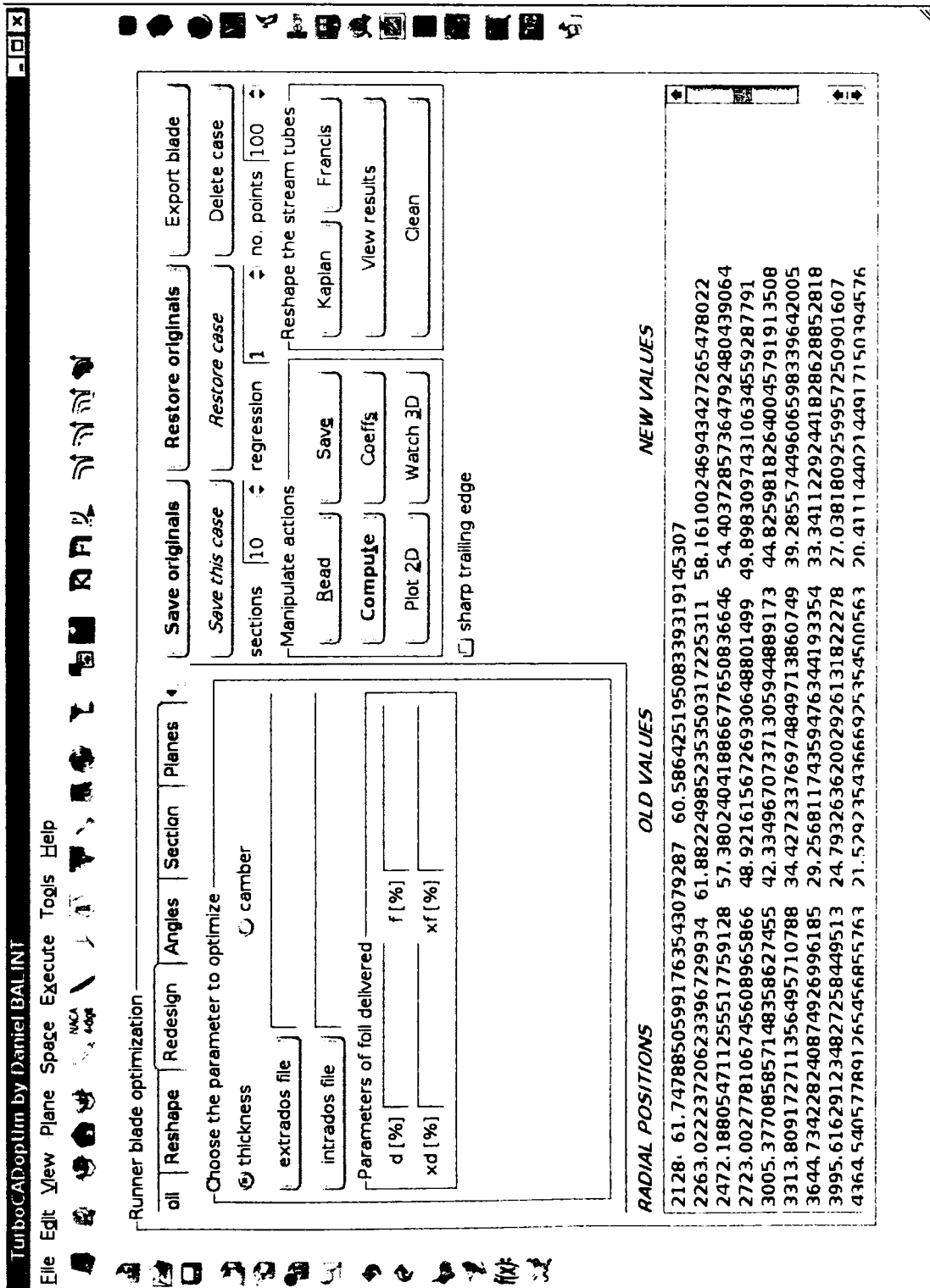


Figura 10.30: Modificarea paletai de rotor prin preluare de caracteristici

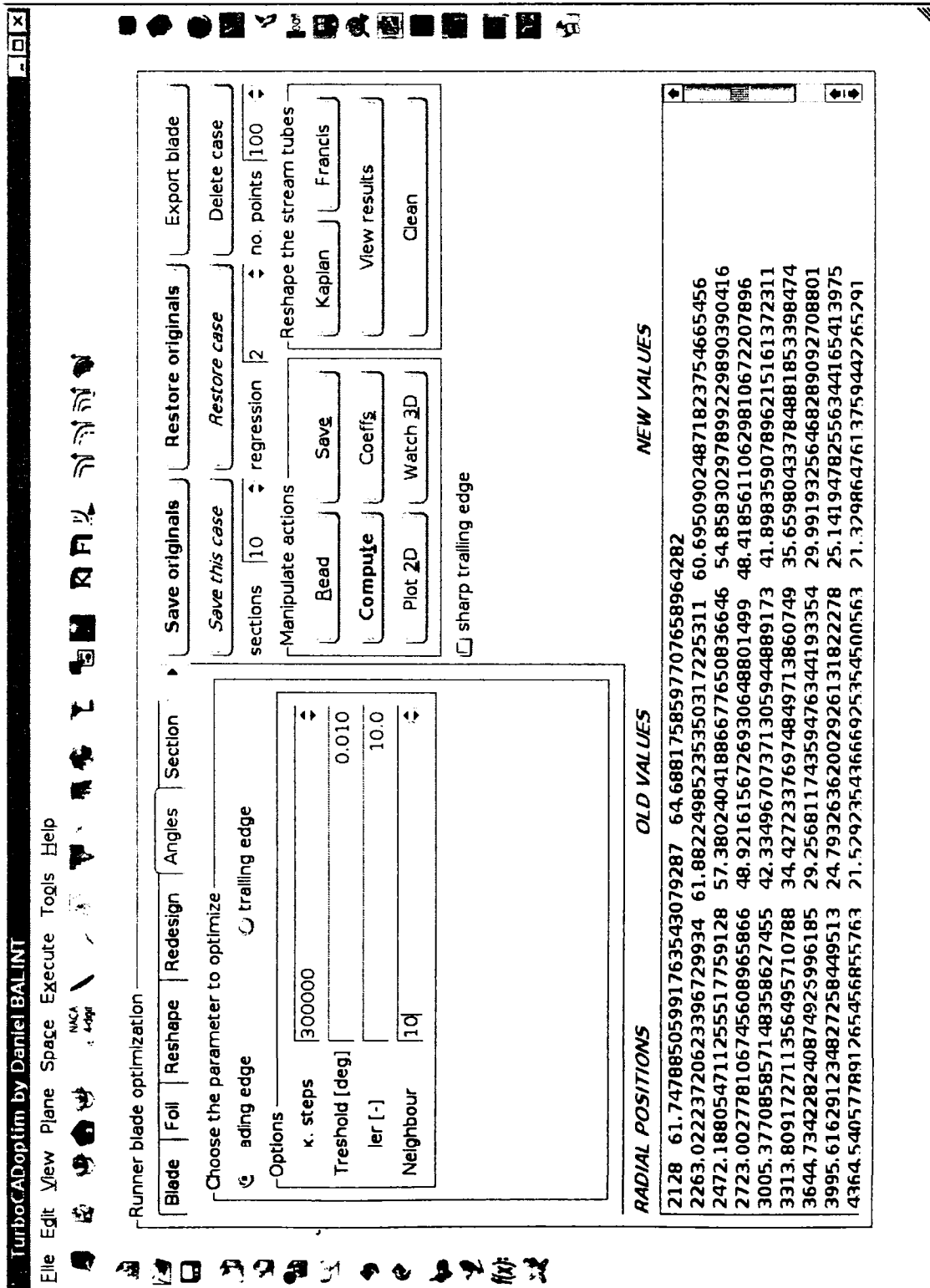


Figura 10.31: Modificarea paletii de rotor după unghiurile de atac/fugă

numărul de plane echidistante de generat. De asemenea se poate genera automat vederea de sus a paletii sau vederea laterală a paletii, precum și desfășuratele profilelor paletajului rotoric.

10.8 Automatizarea optimizării rotoarelor

Pentru a optimiza paletajele rotorice cu *TurboCADoptim* este necesară obținerea câmpului hidrodinamic din rotor după fiecare modificare a paletajului cu opțiunile descrise la paragrafele anterioare. Aceasta se realizează cu pachetul *FLUENT* și pentru a reduce timpul necesar procesării și postprocesării rezultatelor s-a implementat în *TurboCADoptim* meniurile prezentate în acest paragraf. Ca și mărimi care sunt investigate pentru optimizare, în *TurboCADoptim* sunt implementate fișiere de comenzi pentru preluarea distribuției radiale a unghiului vitezei absolute a curentului de la ieșire din paletajele rotorice, preluarea puterii mecanice a rotorului, investigarea incidenței pe paleta de rotor și a regiunilor cu presiune scăzută.

Prin acționarea butoanelor *distributor / runner mesh file* se selectează rețelele de discretizare ale distribuitorului și rotorului și se poate calcula automat în *FLUENT* câmpul hidrodinamic. De asemenea este necesară redarea numărului de secțiuni ale paletii rotorice pentru a intersecta paleta la razele specifice ale tuburilor de curent utilizate la construcția paletii de rotor.

Pentru cuantificarea modificării fiecărui parametru s-a implementat în *TurboCADoptim* opțiunea de a vizualiza grafic de la o iterație de optimizare la alta eroarea față de valoarea impusă.

10.8.1 Curentul de la ieșirea din rotor

Pentru investigarea distribuției unghiului vitezei absolute de la ieșire de pe paletajul rotoric s-a implementat în *TurboCADoptim* interfața din Figura 10.34. Distribuția unghiului vitezei funcție de rază pentru varianta impusă și varianta calculată numeric în *FLUENT* este reprezentată în interfața din Figura 10.35.

10.8.2 Puterea preluată de rotor

Puterea preluată de paletajul rotoric este investigată cu ajutorul interfeței din Figura 10.36. Pentru transferul câmpului hidrodinamic din distribuitor în rotor se utilizează tehnica interfeței de amestec prezentată în paragraful 2.4.

Distribuția componentelor de viteză pe interfața distribuitor-rotor este afișată de către *TurboCADoptim* ca în Figura 10.37.

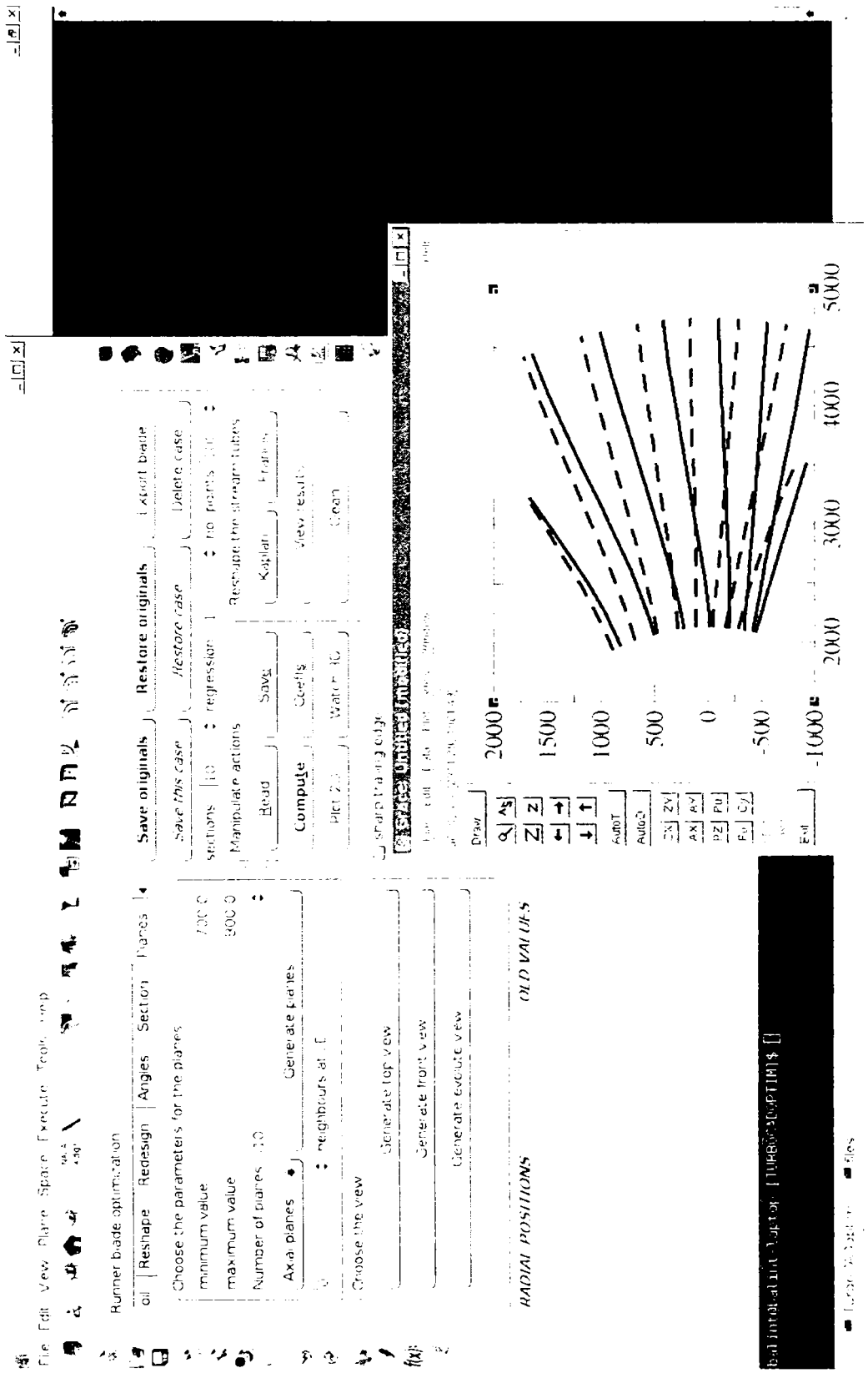


Figura 10.33: Intersecția cu plane a paletii de rotor

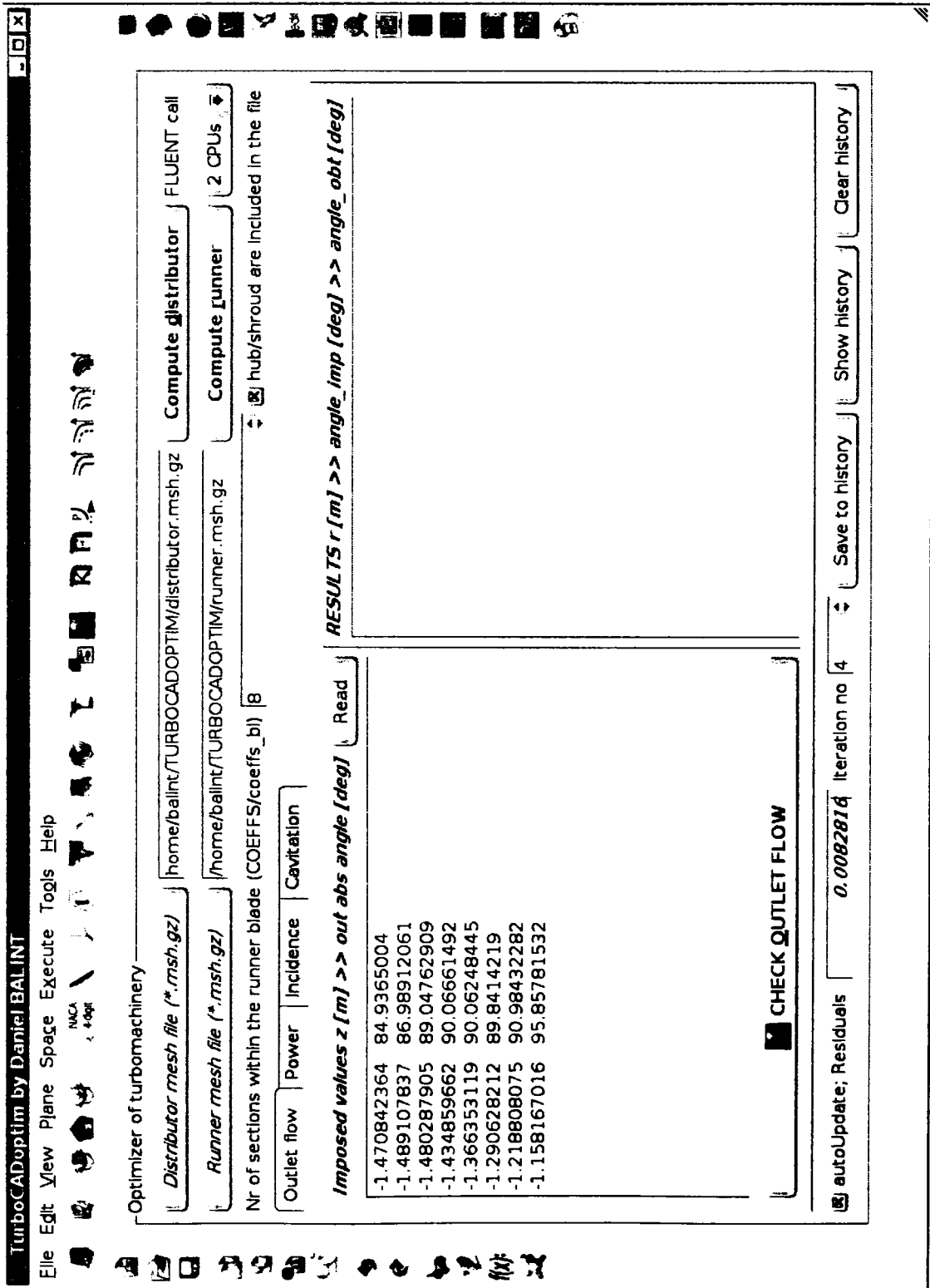


Figura 10.34: Optimizarea paletii rotorice după curentul aval

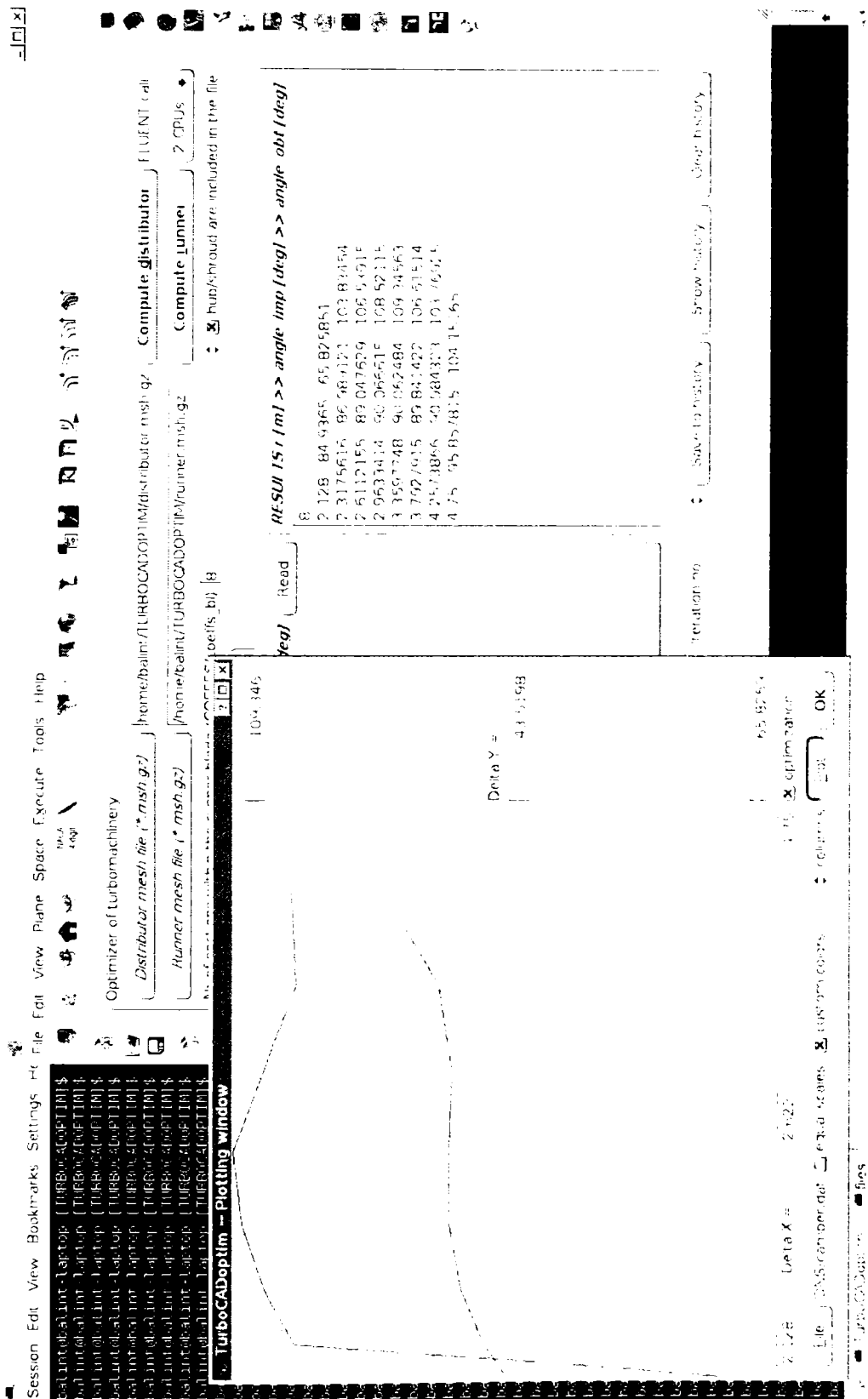


Figura 10.35: Rezultatele optimizării paletii rotorice după curentul aval

10.8.3 Incidența pe paleta de rotor

Incidența pe paleta de rotor este investigată prin compararea vitezei din vecinătatea bordului de atac pe extradados cu cea de pe intrados (optimizarea paletei este efectuată utilizând curgere 3D nevâscoasă). Cu cât diferența dintre aceste viteze este mai redusă, cu atât curentul este mai bine adaptat pe paleta de rotor.

10.8.4 Cavitația în rotor

Investigarea regiunilor cu presiune scăzută este utilă pentru obținerea regiunilor cu risc de apariție a cavitației. Pentru aceasta s-a implementat interfața *TurboCADoptim* din Figura 10.40 prin care se caută pe extradadosul paletei rotorice la intersecția cu tuburile de curent din construcția paletei rotorice coeficientul de presiune minim și se reprezintă grafic funcție de rază ca în Figura 10.41.

10.9 Utilitare implementate în aplicația *TurboCADoptim*

În practica inginerescă pentru optimizarea turbomașinilor este deseori nevoie de formatarea fișierelor text numerice. Pentru reducerea timpului necesar acestor modificări s-a implementat în *TurboCADoptim* un set complet de formatare ca în Figura 10.42. De asemenea, este necesară reprezentarea graficelor bidimensionale a unor mărimi numerice.

Pentru utilizarea funcțiilor explicite s-a implementat o interfață ca în Figura 10.43 ce permite salvarea și reutilizarea ulterioară a acestora.

Întrucât aplicația *TurboCADoptim* accesează pachetele *FLUENT* în diverse etape de calcul a câmpului hidrodinamic, s-a implementat în *TurboCADoptim* o interfață ca în Figura 10.44. De asemenea, această interfață generează automat și fișierele de comenzi necesare pentru transferul de date utilizând tehnica interfeței de amestec.

10.10 Concluzii

Programul *TurboCADoptim* este un pachet software original conceput și dezvoltat cu interfață grafică *GUI* de autorul tezei special pentru proiectarea, analiza și optimizarea turbomașinilor hidraulice. Aria de aplicabilitate a acestui program depășește limitele turbinelor axiale Kaplan, putând fi utilizat și pentru turbine radial-axiale Francis [14], turbine axiale bulb și pompe centrifuge. Alături de alte pachete software de pe plan mondial [48, 1, 35], programul *TurboCADoptim* a fost destinat pentru a optimiza paletajele turbomașinilor cu ajutorul instrumentelor de calcul numeric al curgerii.

Utilizarea aplicației *TurboCADoptim* pentru optimizarea paletajelor de rotor ale turbomașinilor hidraulice presupune preluarea unei soluții inițiale pentru geometria paletei de rotor și a traseului hidraulic (dacă există) sau proiectarea cu ajutorul *TurboCADoptim* a acestora. Pentru aceasta s-au implementat în *TurboCADoptim* tehnici avansate originale de proiectare a paletajelor rotoarelor de turbine prezentate în par. 10.3-10.5.

Cu acestea se pot porni buclele de optimizare a paletajului rotorice ce presupune modificarea controlată a suprafeței paletei de rotor și recalcularea automată a câmpului hidrodinamic din rotor. Din practica utilizării calculului numeric pentru curgeri în turbomașini este cunoscut faptul că pentru regenerarea domeniului de analiză al rotorului turbomașinilor necesarul de timp

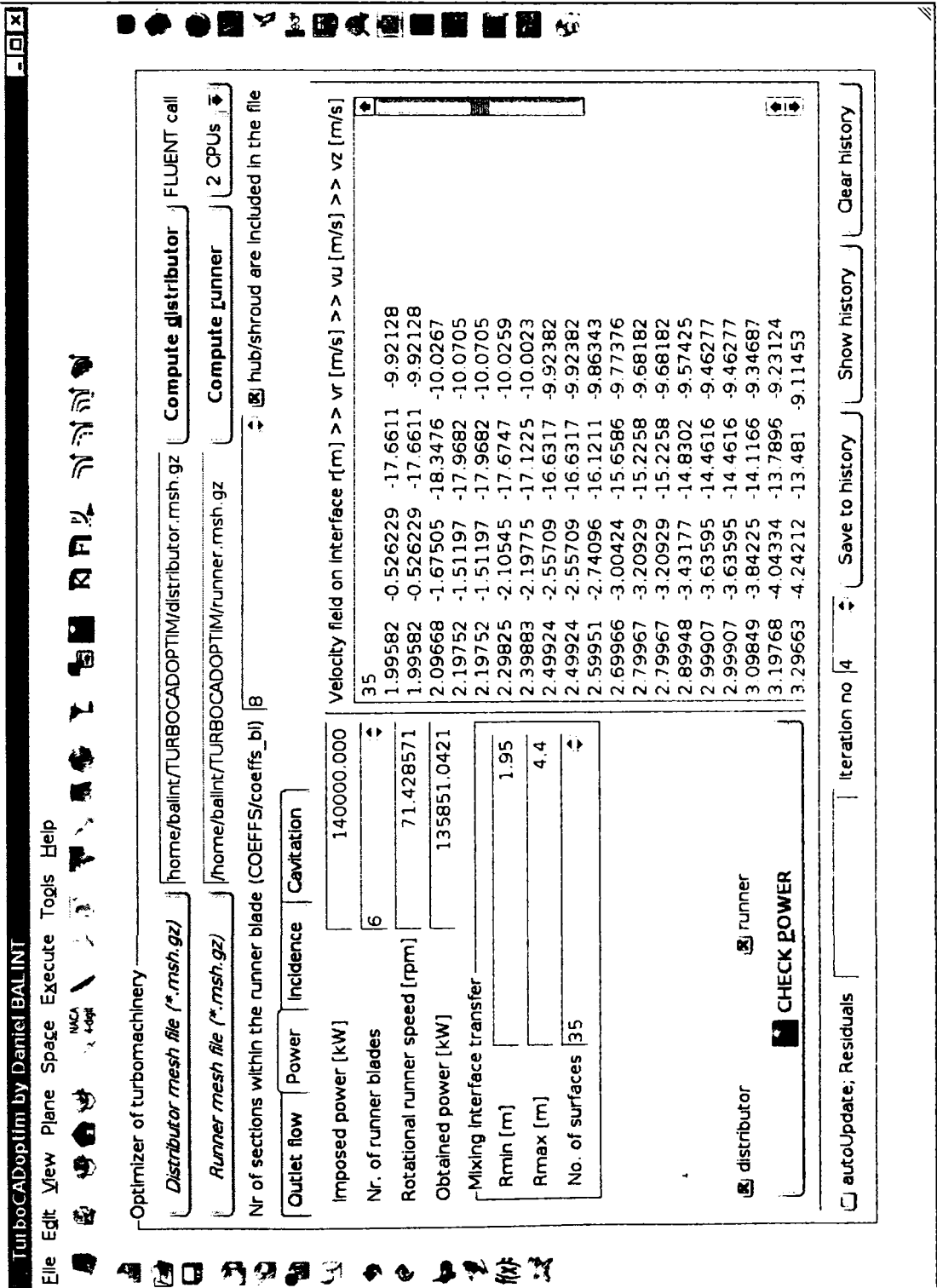


Figura 10.36: Optimizarea paletii rotorice după puterea mecanică

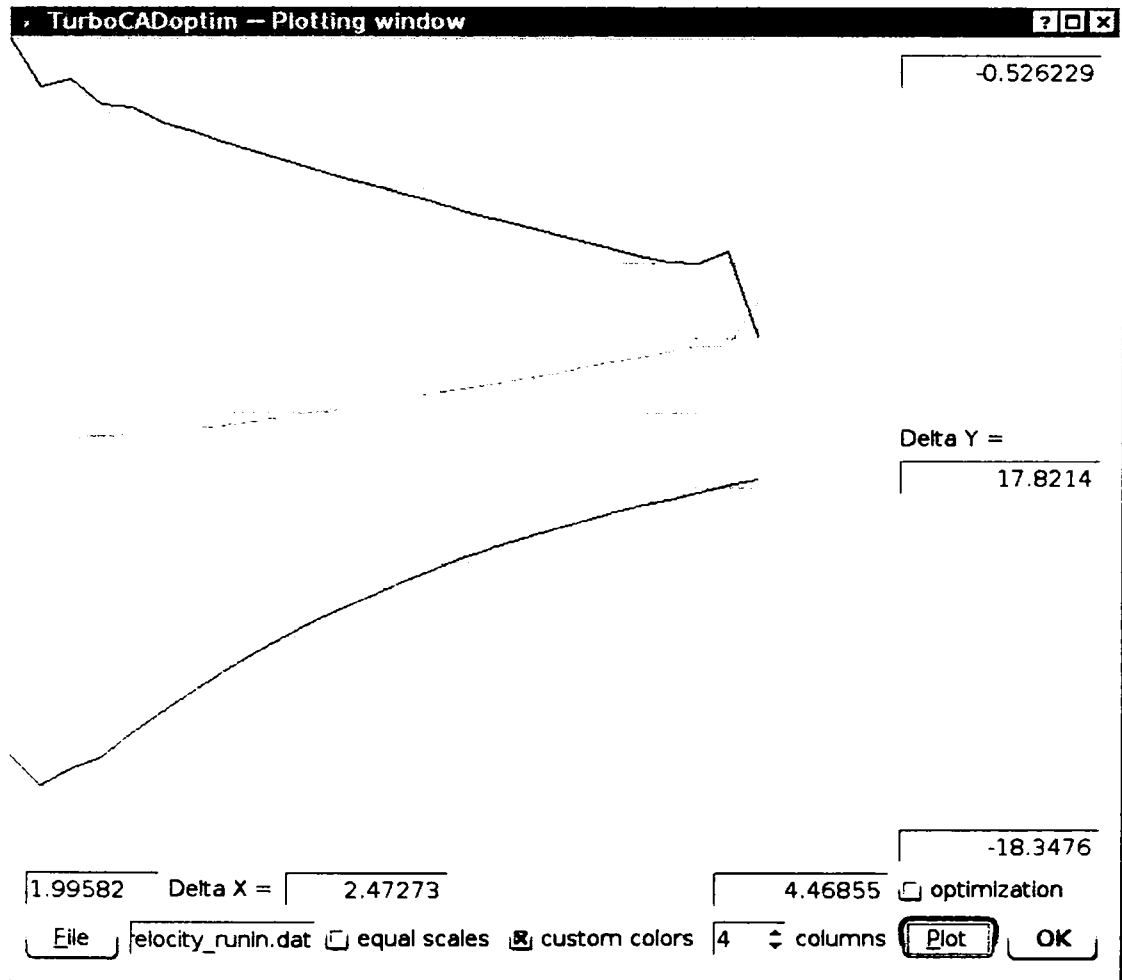


Figura 10.37: Rezultatele optimizării paletii rotorice după puterea mecanică

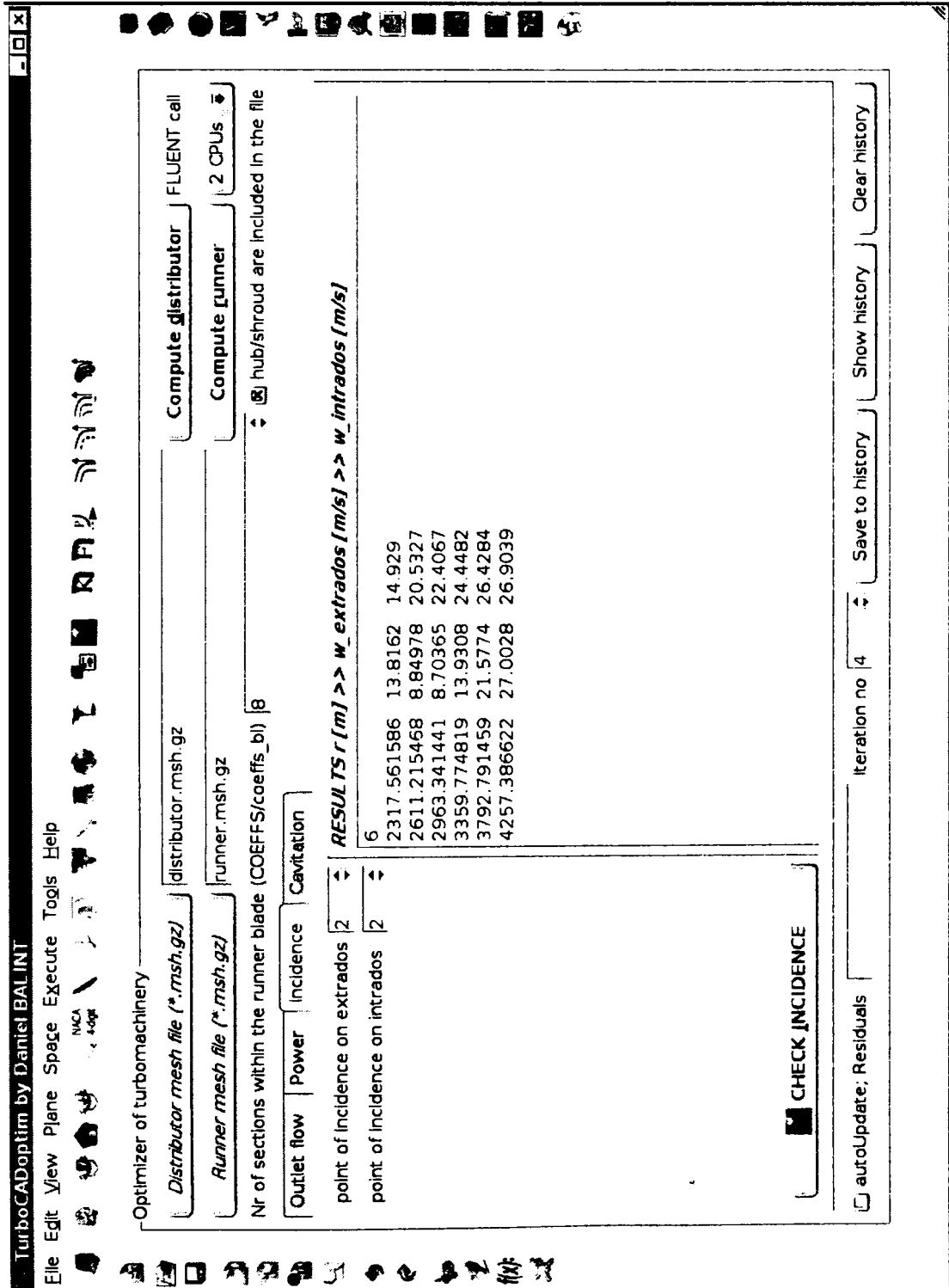


Figura 10.38: Optimizarea paletii rotorice după incidență

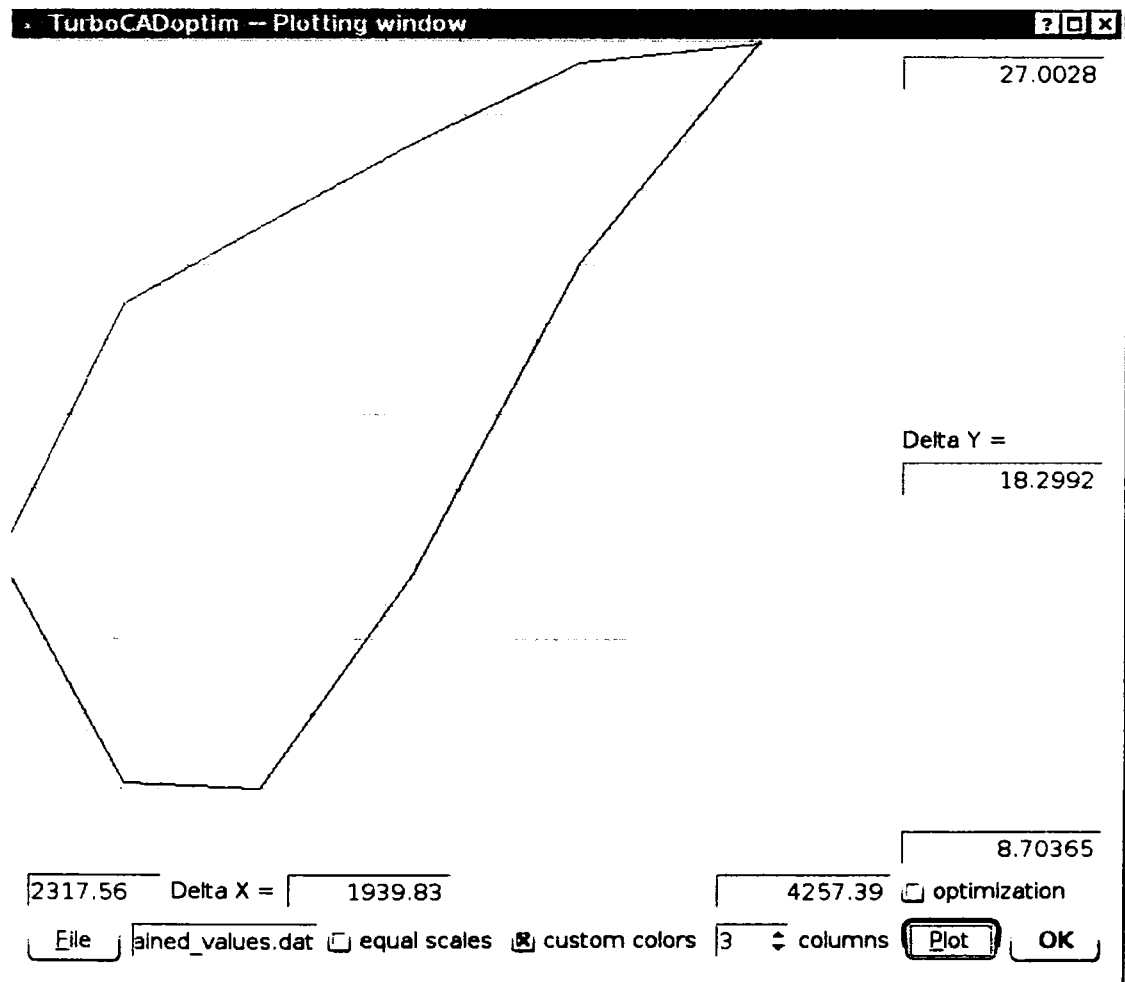


Figura 10.39: Rezultatele optimizării paletei rotorice după incidență

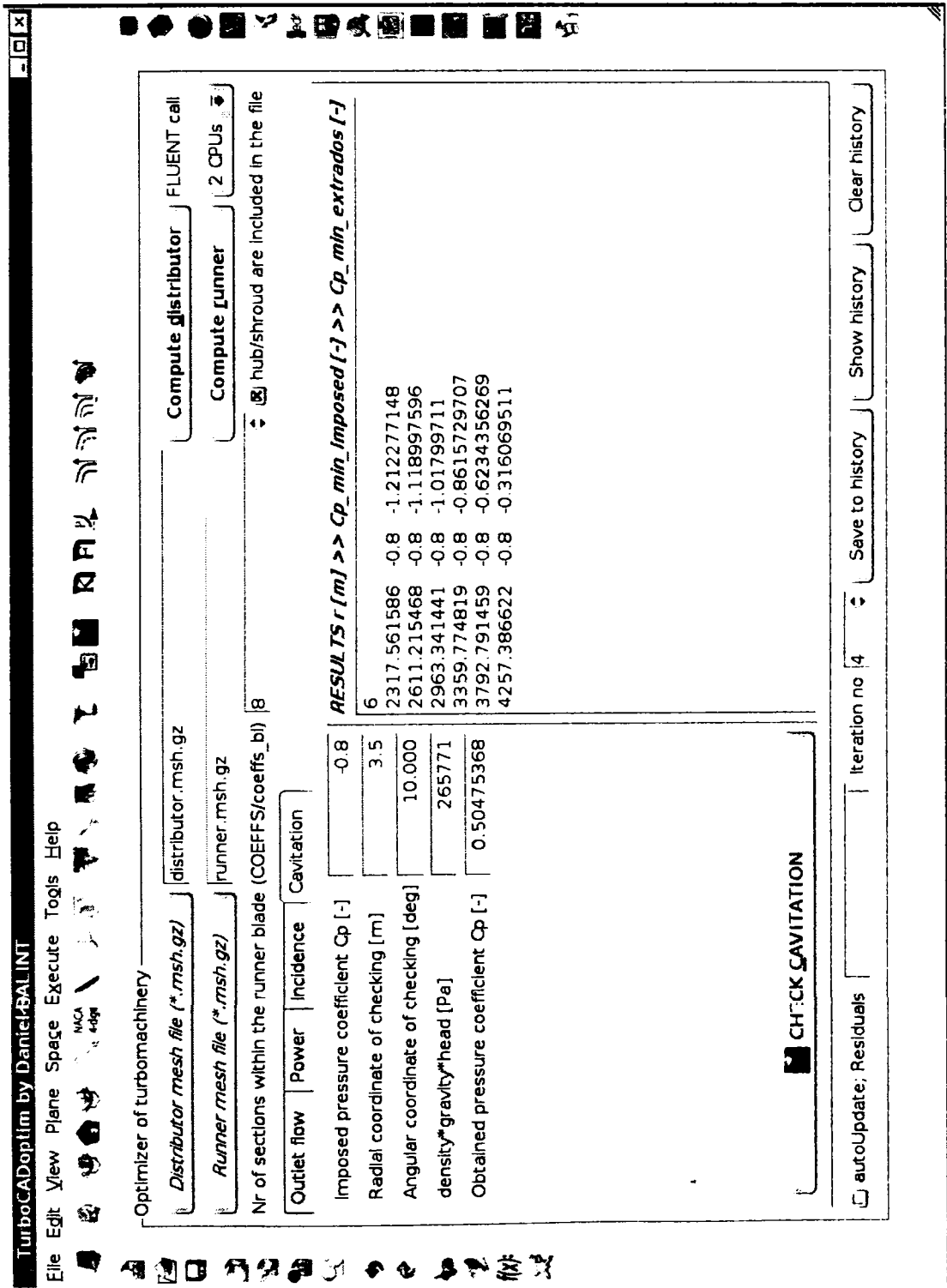


Figura 10.40: Optimizarea paletii rotorice după presiunea minimă

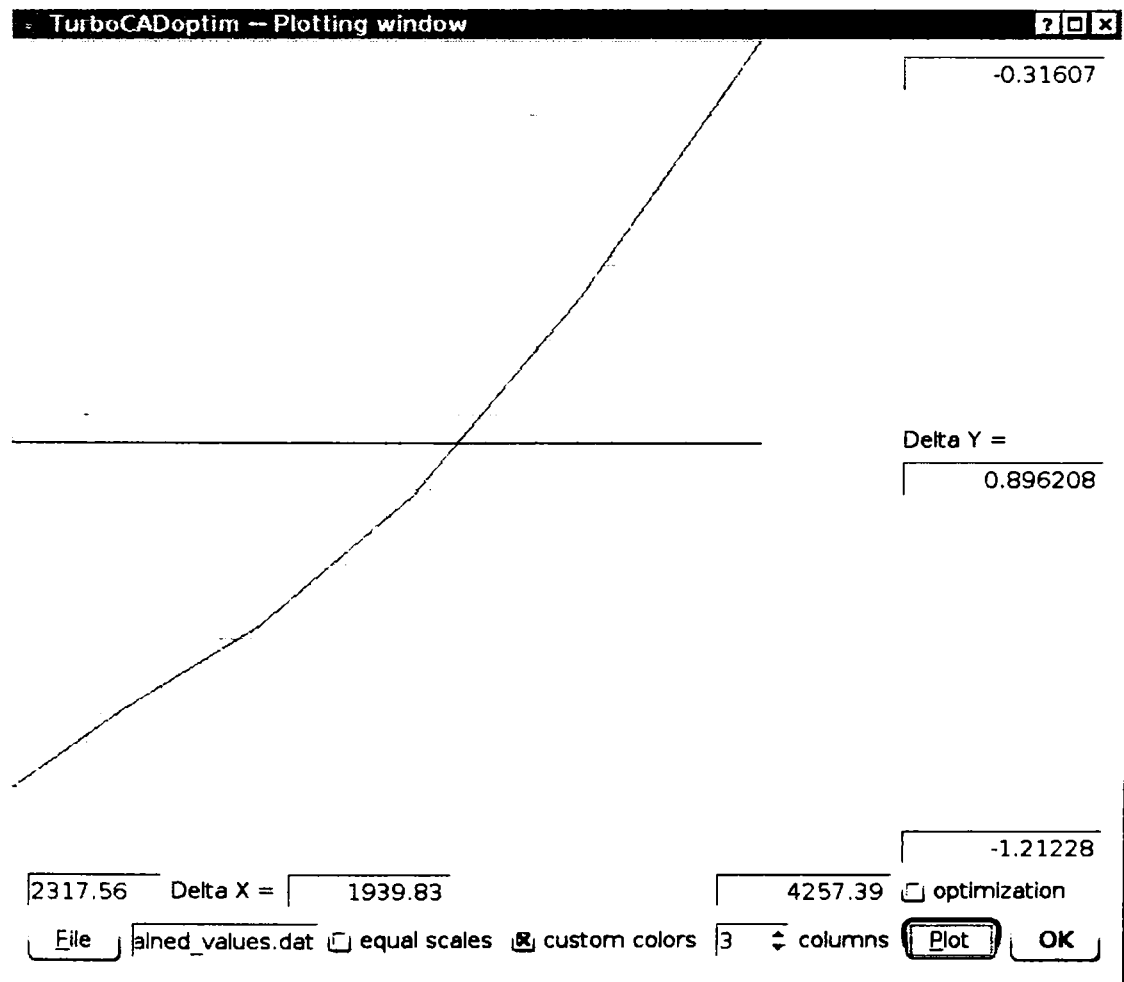


Figura 10.41: Rezultatele optimizării paletei rotorice după presiunea minimă

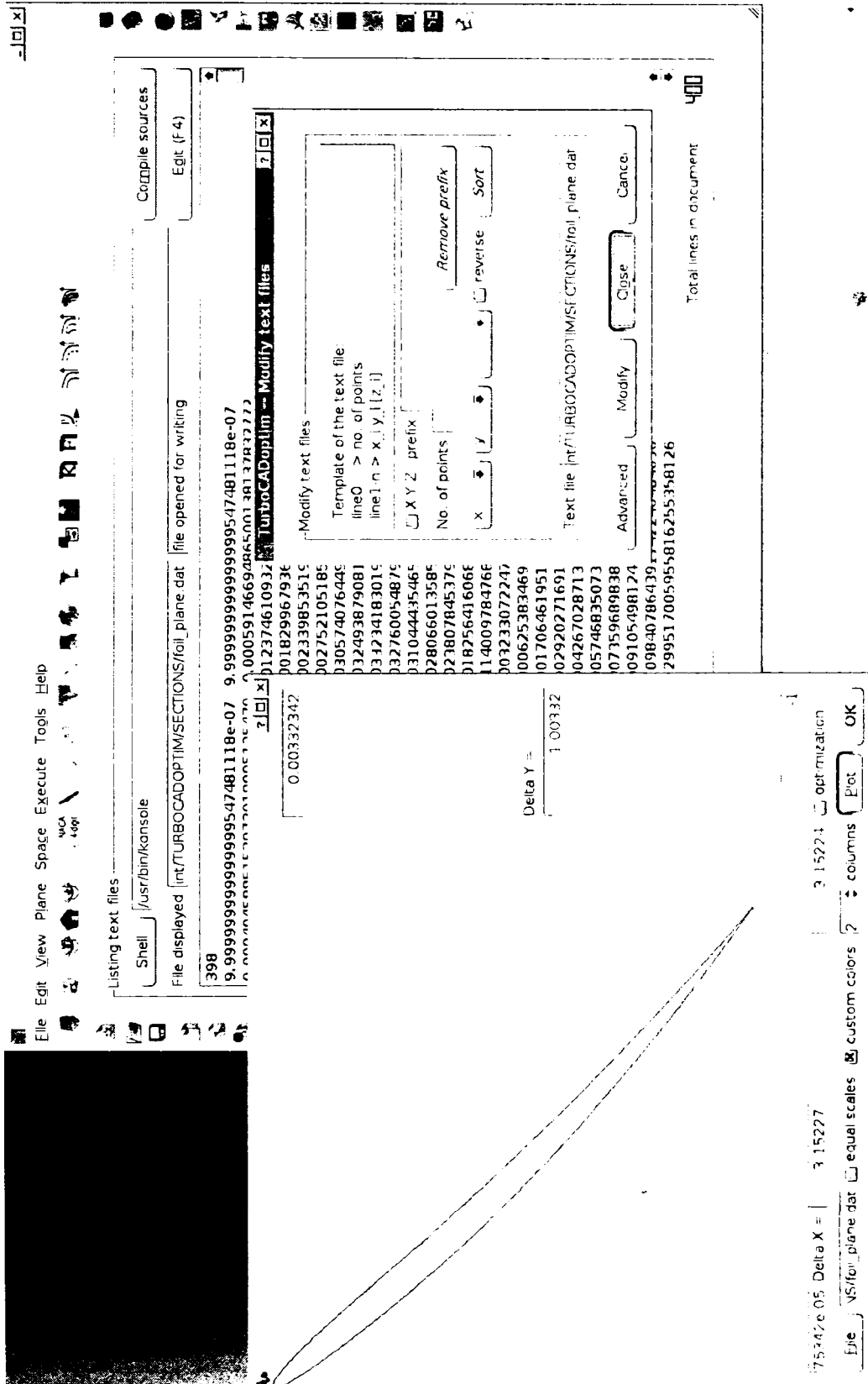


Figura 10.42: Formatarea textelor și plotarea lor

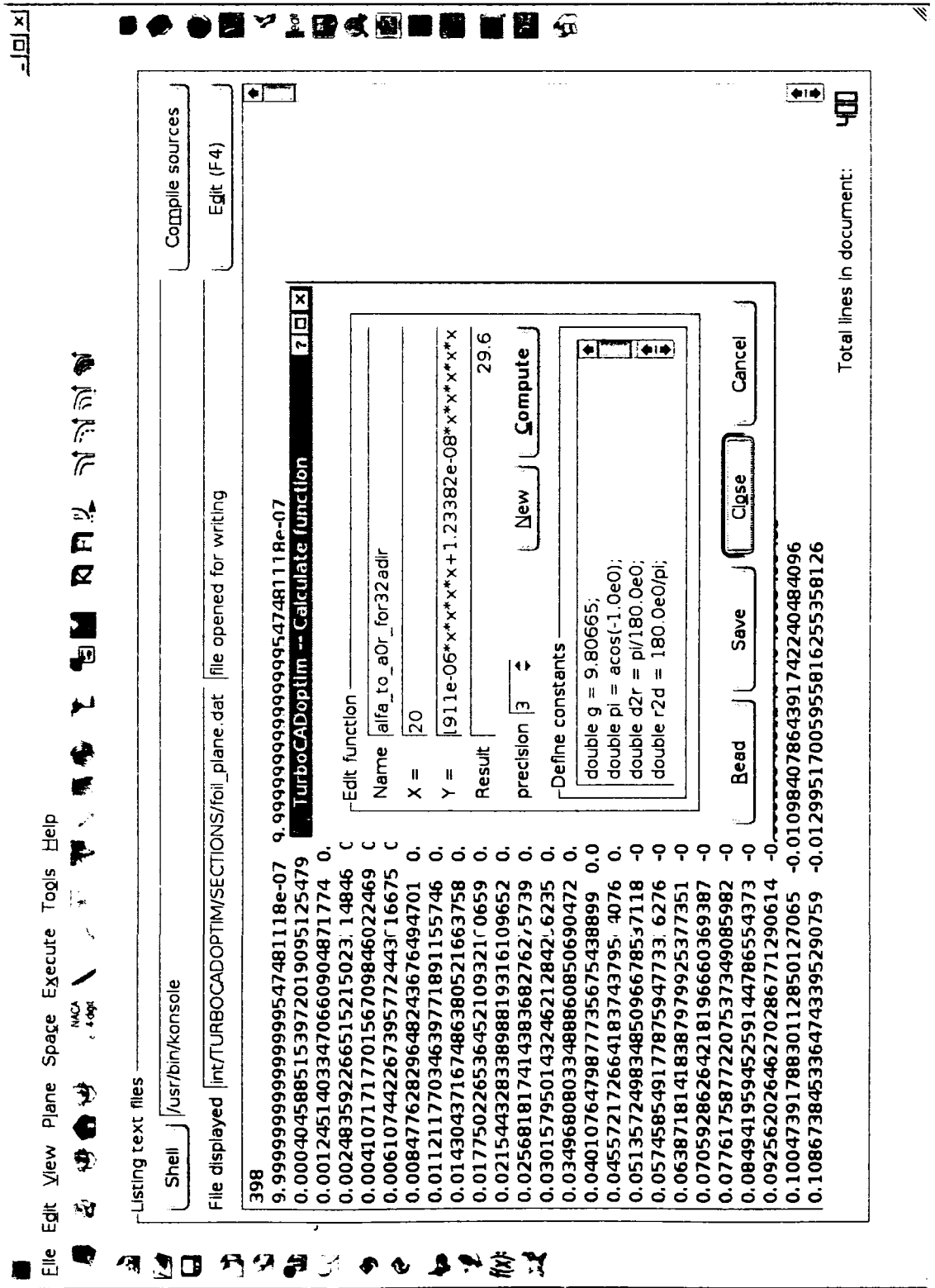


Figura 10.43: Editarea și salvarea funcțiilor

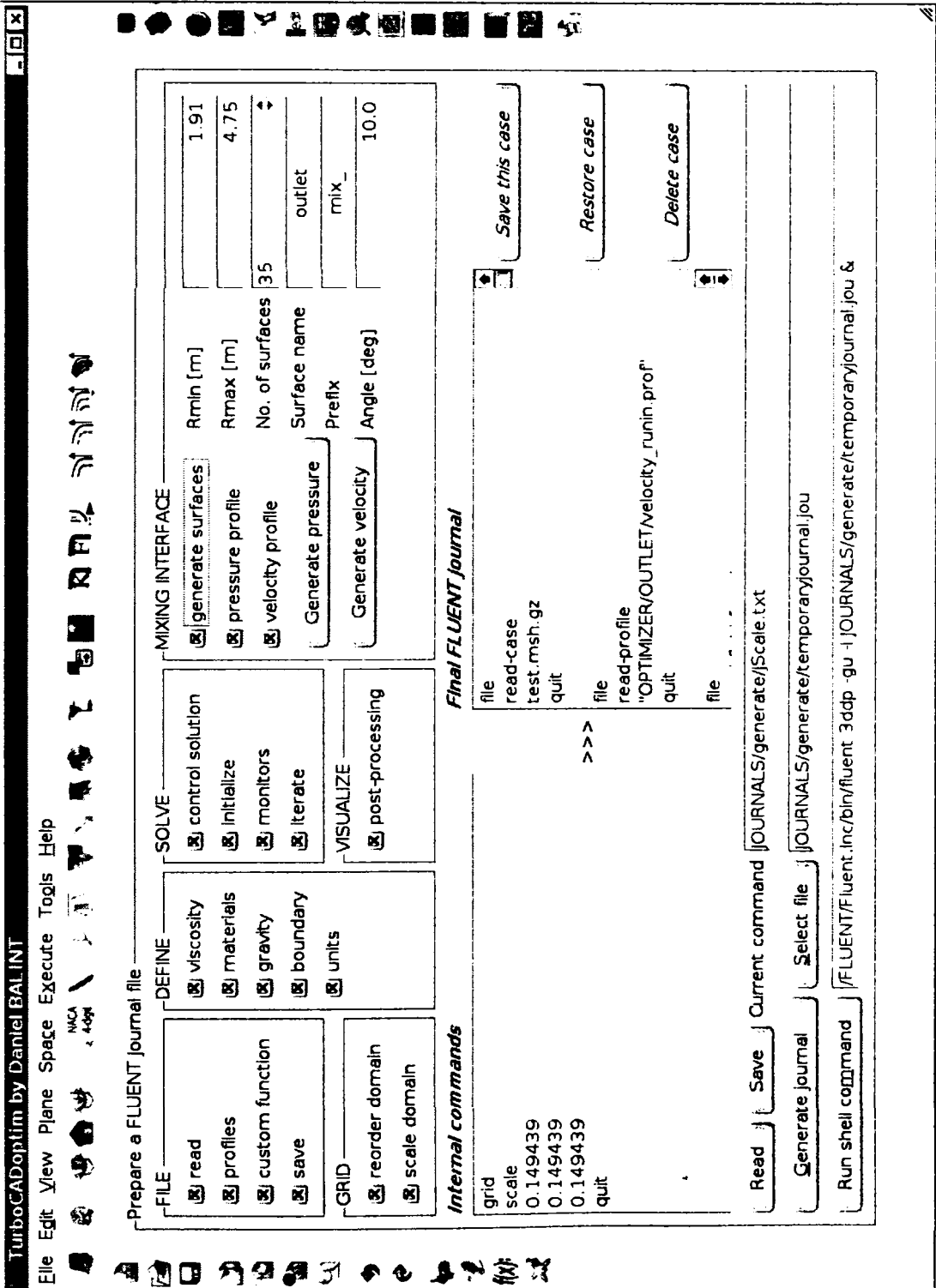


Figura 10.44: Generarea surselor FLUENT și algoritmul interfeței de amestec

este considerabil. Pentru a reduce acest timp al construcției geometriei canalului interpaletar de rotor s-au implementat în *TurboCADoptim* tehnici originale de generare și descompunere a domeniului de analiză pentru turbomașinile hidraulice (turbine Kaplan, bulb, Francis și pompe centrifuge).

Pentru modificarea suprafeței paletelor rotorice s-au generat algoritmi originali prezentați în paragraful 10.7 funcție de obiectivul dorit: modificarea formei paletelor, modificarea rețelelor de profile, modificarea funcțiilor de distribuție a grosimii și încărcării paletelor etc.

Recalcularea câmpului hidrodinamic după fiecare modificare a geometriei rotorului se face utilizând pachetul *FLUENT* [36]. În *TurboCADoptim* sunt implementate tehnici de automatizare a procesului de preprocesare și postprocesare a calculului conform unor cerințe ingineresti pentru rotorul turbinei: câmpul hidrodinamic aval de rotor, puterea mecanică preluată de rotor, incidența curentului pe paleta de rotor și performanțele cavitaționale ale rotorului (vezi paragraful 10.8).

Capitolul 11

Optimizarea paletei rotorice a turbinelor de la Porțile de Fier I

Cu ajutorul tehnicilor prezentate în capitolul precedent s-a optimizat paletajul de rotor al turbinei Kaplan inițiale de la amenajarea Porțile de Fier I. Pentru aceasta s-a utilizat câmpul de viteză calculat pentru punctul optim de funcționare și prezentat în capitolul 7. De menționat că pentru optimizarea paletajelor rotorice este necesară ajustarea provizorie a câmpului de viteză de pe interfața distribuitor-rotor pentru a nu avea variații accentuate ale componentelor funcției de rază. În caz contrar este posibil a se obține o suprafață distorsionată a paletei rotorice chiar dacă se asigură puterea mecanică preluată de rotor și o bună incidență a curentului pe paletajul rotoric. Acest fapt se întâmplă în special dacă se dorește optimizarea curgerii pentru puncte de funcționare depărtate de punctul optim.

În total au fost efectuate un număr de 7 iterații cu reziduu-rile prezentate în Figura 11.1. Mai întâi s-a modificat paletajul rotoric pentru obținerea unei incidențe a curentului în bordul de atac al paletei ca în Figura 11.6 cu prețul obținerii unei puteri scăzute la rotor. După aceasta s-a modificat unghiul din bordul de fugă al paletei rotorice pentru creșterea puterii preluate de rotor. Distribuția coeficientului vitezei tangențiale funcție de rază este prezentată în Figura 11.2, iar distribuția unghiului vitezei absolute este prezentată în Figura 11.3 pentru ieșirea din rotor.

Distribuția presiunii pe extradusul paletei de rotor este prezentată în Figura 11.4, iar pentru intradosul paletei este prezentată în Figura 11.5. Pentru a nu exista mișcări radiale ale curentului pe paleta de rotor este necesar a obține linii de presiune constantă paralele cu bordul de atac și de fugă. Acest tip de distribuție a presiunii a fost obținută pentru varianta optimizată a paletei rotorice de la Porțile de Fier I pentru punctul optim de funcționare.

11.1 Concluzii

Optimizarea paletei rotorice a turbinelor inițiale de la Porțile de Fier I s-a făcut pentru condițiile de funcționare din punctul optim GP05 calculate în prezenta lucrare. Funcțiile obiectiv ale optimizării au fost următoarele:

- i. menținerea/obținerea unei puteri mecanice preluate de rotor apropiate de valoarea obținută în urma experimentului din amenajarea Porțile de Fier I la punctul optim de funcționare;

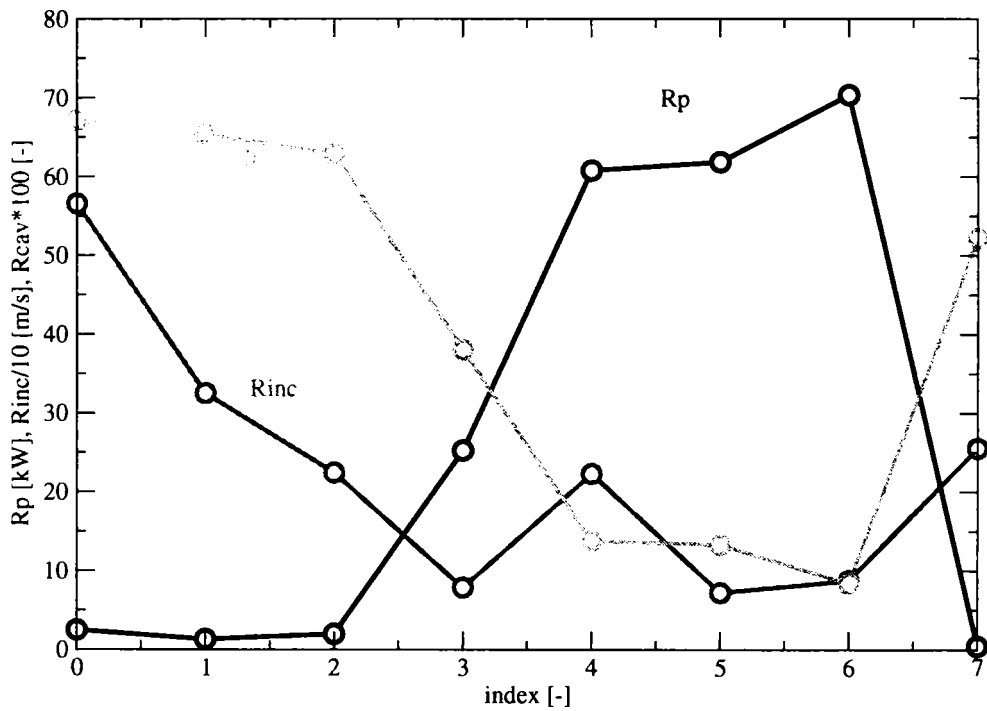


Figura 11.1: Convergța optimizării paletii de rotor Kaplan

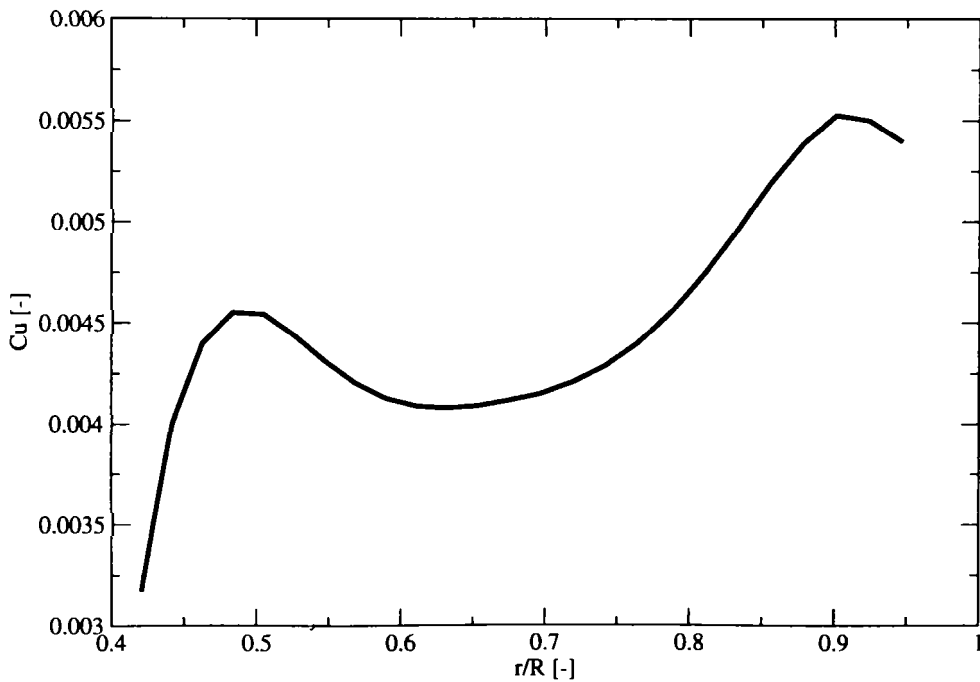


Figura 11.2: Coeficientul vitezei tangențiale la ieșirea din rotorul turbinei Kaplan optimizate

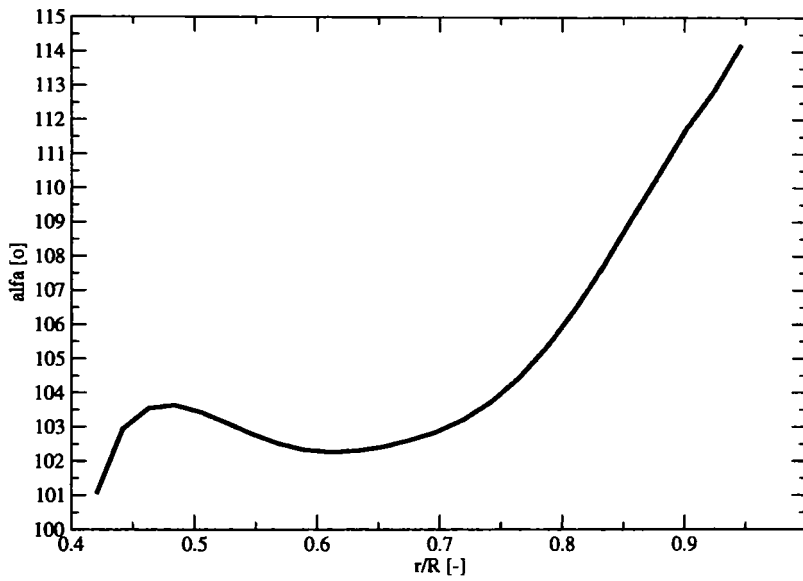


Figura 11.3: Unghiul vitezei absolute la ieșirea din rotorul turbinei Kaplan optimizate

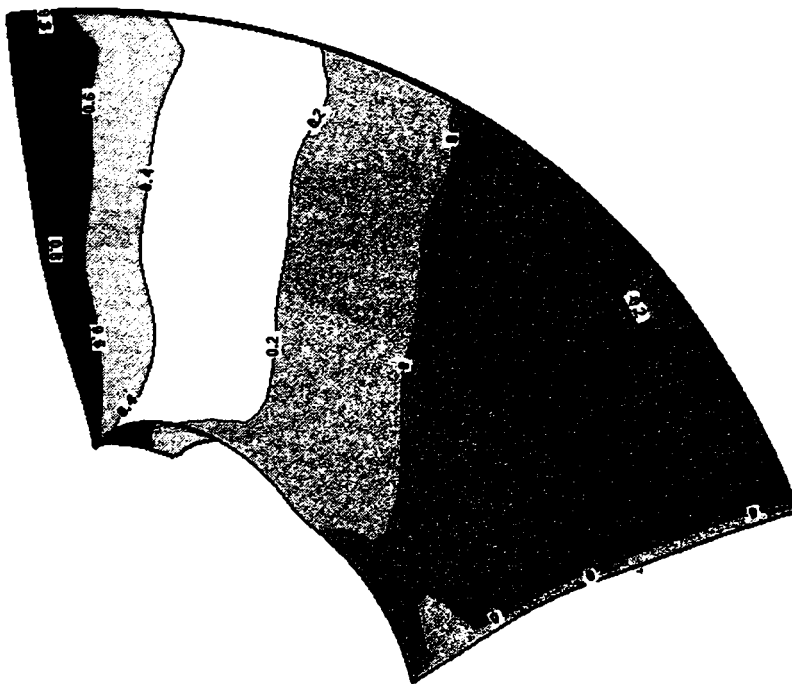


Figura 11.4: Coeficientul de presiune pe extradosul paletei rotorice optimizate

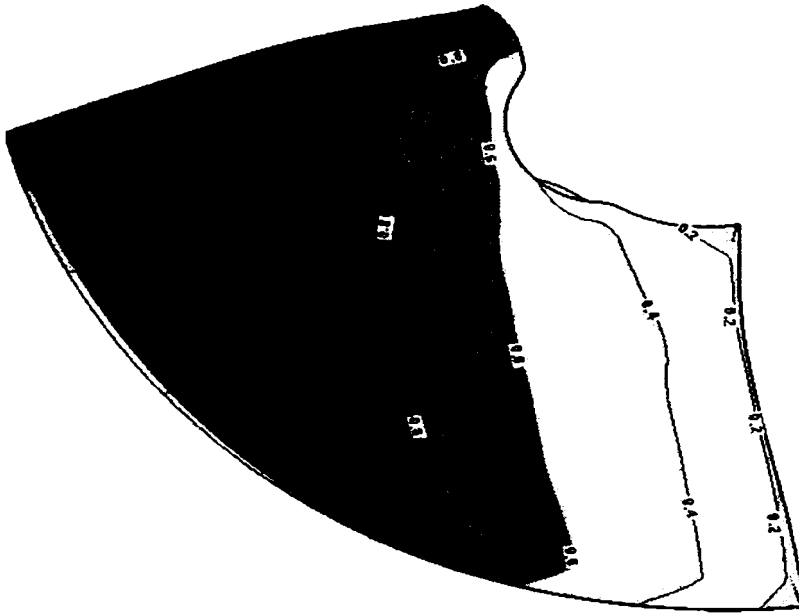


Figura 11.5: Coeficientul de presiune pe intradosul paletii rotorice optimizate

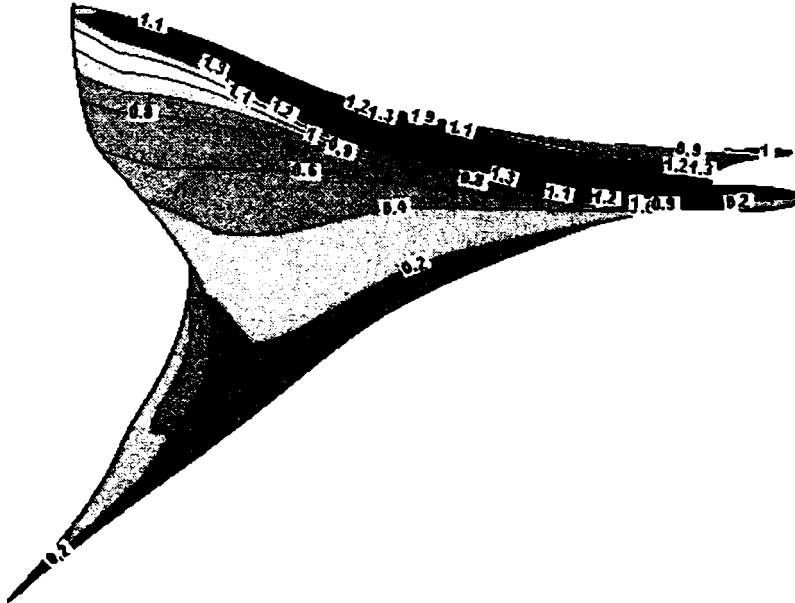


Figura 11.6: Impactul curentului cu paleta de rotor dat de coeficientul de presiune totală pe bordul de atac

- ii. adaptarea curentului incident pe paleta de rotor;
- iii. adaptarea liniilor de presiune constantă pe extradusul paletei rotorice (în mod special) și pe intradosul acesteia;
- iv. ridicarea pragului de presiune în vecinătatea bordului de atac pe extradusul paletei pentru performanțe cavitaționale superioare;

Pentru aceasta s-a modificat cu ajutorul programului *TurboCADoptim* geometria paletei rotorice prin modificarea funcției de distribuție a așezării profilelor în rețea pentru asigurarea incidenței în bordul de atac al paletei cu prețul scăderii puterii mecanice preluate de rotor până la aproximativ 50%. Controlul modificărilor a fost dat de liniile de presiune constantă pe extradusul paletei rotorice care trebuie să fie paralele cu bordul de atac și bordul de fugă. După aceasta s-a modificat forma bordului de fugă al paletei pentru ajustarea puterii mecanice preluate de rotor.

După un număr de 7 bucle de iterație s-a obținut câmpul hidrodinamic cu caracteristicile prezentate în Fig. 11.2 - 11.6 și se poate observa că obiectivele impuse optimizării au fost îndeplinite pentru o putere mecanică preluată de rotor aproximativ egală cu cea a punctului de funcționare considerat pentru optimizare.

Capitolul 12

Concluzii. Contribuții originale și perspective ale cercetărilor

12.1 Concluzii finale

Prezenta lucrare este o continuare firească a cercetărilor *Școlii Timișorene de Mașini Hidraulice și Hidrodinamică* și se înscrie în suita de lucrări din domeniul mașinilor hidraulice de forță din componența amenajărilor hidroenergetice.

Scopul prezentei lucrări este de a calcula cu metode moderne de simulare numerică curgerea 3D din turbomașinile hidraulice axiale de tip Kaplan. Pentru calcul s-au ales turbinele Kaplan de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I care reprezintă pe plan național amenajarea cu cea mai mare putere instalată pe unitate pentru acest tip de turbină, fiind neîncetat subiectul de cercetare al colectivului din centrul timișorean.

În pregătirea prezentei lucrări autorul a beneficiat de suportul colectivelor de cercetare din Universitatea Politehnica din Timișoara - Catedra de Mașini Hidraulice și Centrul Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe, precum și laboratoarele de mașini hidraulice ale universităților din Stuttgart și Lausanne. Pe această cale autorul tezei mulțumește directorilor acestor centre pentru ajutorul acordat în această direcție.

Teza este structurată în trei părți după cum urmează:

- i. prima parte cuprinde analiza critică a rezultatelor din literatură în ceea ce privește calculul, analiza și optimizarea turbinelor hidraulice axiale Kaplan (Cap. 1-4). De asemenea sunt descrise modelele matematice utilizate pentru soluționarea curgerii în traseul turbinelor hidraulice;
- ii. partea a doua descrie rezultatele obținute în urma calculului câmpului hidrodinamic din turbinele Kaplan inițiale de la amenajarea Porțile de Fier I (Cap. 5-9);
- iii. partea a treia prezintă un produs software original conceput și dezvoltat în cadrul tezei pentru analiza și optimizarea turbomașinilor hidraulice (turbine Kaplan, Francis, bulb și pompe centrifuge axiale și radial-axiale) (Cap. 10-11). Ultimul capitol arată rezultatul optimizării paletei rotorice a turbinei Kaplan inițiale de la amenajarea Porțile de Fier I utilizând facilitățile programului *TurboCADoptim*.

Din cauza efortului ridicat de calcul numeric al câmpului hidrodinamic în întregul traseu al turbinei Kaplan, a fost necesar ca traseul turbinei să fie împărțit în subdomenii de calcul care în anumite regiuni se suprapun geometric. La baza acestei divizări a traseului au stat criterii geometrice (periodicitate unghiulară) sau hidrodinamice (modificare a geometriei funcție de punctul de funcționare). Astfel s-au considerat pentru calculul numeric domeniul camerei spirale incluzând statorul turbinei, apoi câte un canal interpaletar de aparat director și de rotor, respectiv domeniul tubului de aspirație al turbinei. Pentru a obține o soluție numerică a câmpului hidrodinamic continuă prin interfața distribuitor-rotor s-a utilizat tehnica interfeței de amestec implementată într-o manieră originală în cadrul tezei. Algoritmii interfeței de amestec presupune medierea componentelor curgerii (presiune, componente ale vitezei, moment hidraulic etc.) pe fâșii radiale ale interfeței și transpunerea distribuției radiale a acestora între domeniile de calcul. În literatura de specialitate sunt cunoscute variante de mediere polinomială (de ordin 3-4) a distribuției radiale a componentelor de viteză și presiunii, respectiv de regresie liniară pe porțiuni a acestora, ori de mediere a momentului hidraulic. În cadrul prezentei lucrări s-a implementat o soluție automatizată a algoritmului interfeței de amestec cu medierea fluxului momentului hidraulic al curentului. În urma calculului numeric s-au obținut erori de ordinul zecimilor de procent pentru transferul fluxului vitezei debitante și a fluxului momentului hidraulic prin interfața distribuitor-rotor.

Neuniformitățile câmpului hidrodinamic amonte de rotorul turbinei Kaplan trebuie investigate funcție de aportul dat de coloanele statorice asupra direcționării curentului sub un unghi constant de intrare în aparatul director al turbinei. Chiar dacă prin proiectarea clasică a staatoarelor de turbină Kaplan se prevedea că încărcarea hidrodinamică a statorului este neglijabilă, cercetări recente au certificat faptul că pentru a avea o incidență cât mai uniformă a curentului amonte de rotor este necesară totuși o încărcare hidrodinamică variabilă pe coloanele de stator. Cele mai puțin încărcate sunt cele din regiunea spiralată a camerei, iar în ceea ce privește coloanele statorice din partea frontală a aducțiunii se obțin încărcări de 4-5 ori mai mari. Prin suprapunerea acestor efecte (asociate cu desprinderi ale curentului aval de coloanele de stator) cu încărcarea mecanică dată de susținerea plafonului superior al construcției se obțin efecte nestaționare care duc în cele din urmă la amorsarea și propagarea de fisuri în coloanele statorice [19]. Acest fapt este influențat în mod direct și de faptul că deși grosimea relativă maximă a coloanelor statorice este aproximativ aceeași pentru toate coloanele (vezi Figura 5.1), din considerentul utilizării unor diametre constante de așezare a bordurilor de atac și de fugă pentru coloanele statorice și al unor unghiuri diferite de instalare ale acestora s-au obținut lungimi de coardă diferită pentru coloanele statorice. Astfel, deși devierea liniilor de curent este maximă în cazul coloanelor de stator din regiunea frontală, totuși coarda acestora este cea mai redusă. Aceeași formă a distribuției încărcării coloanelor de stator a fost obținută și pentru cazul turbinelor altor amenajări din România chiar dacă unghiul de înfășurare al statorului a fost mai redus comparativ cu amenajarea Porțile de Fier I (180° în loc de 225°).

Calculul curgerii 2D în rețelele de profile ale rotorului pentru regiunile din apropierea pereților (butuc și carcasă) respectiv pentru secțiunea medie a arătat că aceasta prezintă diferențe în stabilirea presiunii comparativ cu curgerea 3D. Efectul proiectării 2D a rotoarelor de turbină Kaplan conduce la stabilirea unei comportări cavitaționale care necesită verificări ulterioare. Mai exact incipiența cavitațională stabilită 2D trebuie verificată cu calcule ulterioare 3D sau cu experimente pe ștand.

Curgerea în apropierea pereților solizi ai butucului și carcasei este cu atât mai îndepărtată de estimarea 2D cu cât influența interstițiului paletei cu butucul și carcasa turbinei sunt luate în considerare (vezi paragraful 7.2.5). Astfel s-a arătat că aproximativ jumătate din eroarea

de estimare numerică a puterii mecanice preluate de rotor este datorată numai interstițiului paletei rotorice cu carcasa turbinei chiar dacă s-a utilizat un interstițiu de lățime constantă.

În afectarea de către interstițiu a câmpului hidrodinamic din regiunea amonte de paletajul rotoric trebuie amintit că modificări cu zecimi de grad în direcția curentului incident pot conduce la modificări de ordinul procentelor din sarcina preluată de paletajul rotoric pe ultimul sfert al paletei. În ceea ce privește afectarea câmpului hidrodinamic aval de rotor în regiunea carcasei trebuie avut în vedere faptul că la intrare în conul tubului de aspirație al turbinei curgerea este preponderentă pe pereții conului prezentând o regiune de stagnare/recirculare în axa conului. Prin urmare pierderile din conul tubului de aspirație sunt mai ridicate în exploatare prin apariția vârtejului de capăt al paletei ce conduce la desprinderea curentului de pe conul tubului de aspirație și astfel generând curgeri secundare în con.

Prin investigarea câmpului hidrodinamic pe o plajă de puncte de funcționare prin modificarea debitului la cădere constantă s-a ajuns la concluzia că pierderile din tubul de aspirație al turbinei afectează modificarea randamentului hidraulic al turbinei deoarece pierderile din rotorul și aparatul director al turbinei sunt aproximativ constante, iar pierderile hidraulice din statorul și aparatul director al turbinei sunt practic neglijabile.

Stabilirea cu acuratețe a diferenței de presiune pe tubul de aspirație al turbinei este necesară pentru cuantificarea performanțelor cavitaționale ale turbinei Kaplan. Mai exact stabilirea cu exactitate a coeficienților de cavitație σ_i , σ_0 , $\sigma_{0.5}$ este direct corelată cu stabilirea riguroasă a presiunii aval de rotor impusă în condițiile la limită ale calculului numeric (vezi paragraful 9). Pentru aceasta în cadrul prezentei lucrări s-a utilizat geometria exactă de la amenajarea Porțile de Fier I pentru impunerea condițiilor la limită de la ieșirea din tubul de aspirație.

Pentru compararea performanțelor cavitaționale ale turbinei Kaplan în punctul optim și în afara acestuia s-a propus o metodă prin comparația variației volumului de vapori din rotor funcție de coeficientul de cavitație al instalației ca în Figura 9.14. Această metodă prezintă avantajul că prin calculul curbei de regresie logaritmică a volumului de vapori se elimină erorile de estimare a acestuia din funcționarea la diferite valori ale coeficientului de cavitație al instalației. Mai mult chiar, parametrii cavitaționali pot fi calculați cu precizie ridicată prin luarea în considerare a informației din toate stadiile de creștere a cavernei de cavitație. Astfel, incipiența cavitațională și punctul de diminuare a randamentului hidraulic pot fi estimate prin extrapolarea curbei de variație a volumului de vapori și impunerea unor valori de prag pentru volumul relativ de vapori.

Studiul comportării energetice și cavitaționale a turbomașinilor hidraulice cu ajutorul programelor de calcul numeric al curgerii implică un aport considerabil de resurse de calcul, dar și un timp de preprocesare/postprocesare îndelungat. Mai mult, pentru optimizarea paletajelor de rotor sunt necesare mai multe variante ale geometriei paletajului urmate fiecare de o recalculare a câmpului hidrodinamic din rotorul turbinei. În acest sens, autorul tezei a conceput și dezvoltat o aplicație software denumită *TurboCADoptim* care a fost de altfel utilizată și pentru reconstrucția domeniilor paletate ale turbinei din prezenta lucrare, iar în final pentru optimizarea paletei rotorice a turbinelor inițiale de la amenajarea Porțile de Fier I. Deși la originea aplicației *TurboCADoptim* au stat tehnici de optimizare a paletajului turbinelor axiale Kaplan, pe parcursul dezvoltării aplicației *TurboCADoptim* s-au implementat tehnici de parametrizare a tuburilor de curent și a rețelilor de profile utilizabile atât pentru turbine Kaplan, cât și pentru turbine radial-axiale Francis, turbine bulb și pompe centrifuge axiale/radial-axiale.

Optimizarea paletajului rotoric al turbomașinilor cu ajutorul aplicației *TurboCADoptim*

pornește de la o soluție inițială care poate fi una existentă (cazul re tehnologizării turbinelor) sau una complet nouă proiectată cu ajutorul *TurboCADoptim*. Pentru proiectarea paletajelor rotorice s-au implementat în *TurboCADoptim* tehnici originale de proiectare descrise în capitolul 10. În cazul proiectării clasice a rotorului turbinelor Kaplan s-a implementat o tehnică originală de proiectare a rețelelor de profile, iar pentru proiectarea de paletaje rotorice pe tuburi de curent s-a implementat o tehnică originală de generare 3D a suprafeței paletajului funcție doar de condițiile hidrodinamice ale rotorului indiferent de tipul de geometrie de mașină: turbină Kaplan, Francis, bulb sau pompă. Mai exact, paletajul rotoric este generat impunând tuburile de curent din regiunea în care se dorește paletaj rotoric, liniile bordurilor de atac/fugă în vedere meridiană și funcțiile de distribuție ale încărcării și grosimii în direcție transversală și longitudinală.

După alocarea unei soluții inițiale pentru geometria paletajului rotoric se generează în *FLUENT* domeniul interpaletar de rotor (și cel de distribuitor dacă este cazul [stator+aparatură director]). Pentru aceasta s-au implementat în *TurboCADoptim* tehnici originale de decompunere a domeniului interpaletar pentru a obține o geometrie care să permită discretizarea cu ușurință utilizând rețele structurate (tehnica este general valabilă pentru turbine Kaplan, Francis, bulb, pompe centrifuge radial-axiale). Cu acestea se calculează câmpul hidrodinamic din rotor și se extrag informațiile necesare din punct de vedere ingineresc care sunt de altfel și funcțiile obiectiv pentru optimizarea rotorului: câmpul hidrodinamic aval de rotor cu influență asupra comportării conului tubului de aspirație, puterea mecanică preluată de rotor, incidența pe paleta de rotor și presiunea minimă pe extradadosul paletajului rotoric.

Corelat cu valorile funcțiilor obiectiv la fiecare buclă de optimizare a paletajului rotoric se recurge la modificarea suprafeței paletajului de rotor. În aplicația *TurboCADoptim* s-au implementat tehnici originale de modelare a suprafețelor 3D de paletaje rotorice utilizând o parametrizare comună tuturor rotoarelor de turbomașină cu rețele de profile așezate pe tuburi de curent 2D axial-simetrice. Așadar tehnicile respective sunt utile atât pentru turbine Kaplan, cât și pentru turbine bulb sau Francis, respectiv pompe centrifuge axiale sau radial-axiale. Așadar sunt implementate metode de modificare a stivuirii tridimensionale a rețelelor de profile ale paletajului și forma acestor rețele de profile, metode de deplasare în direcția normalei a suprafeței paletajului rotorice, metode de modificare a funcțiilor de încărcare respectiv de grosime în direcție longitudinală/transversală pe paletajul rotoric. O metodă extrem de utilă este aceea a modificării unghiurilor scheletului din bordurile de atac și/sau de fugă ale paletajului de rotor. Această metodă este utilă pentru asigurarea unei incidențe optime a curentului pe paleta de rotor, pentru modificarea puterii mecanice preluate de rotor cu menținerea incidenței pe paletajul rotoric, precum și pentru modificarea distribuției de viteze aval de rotor.

Prin utilizarea aplicației *TurboCADoptim* pentru cazul turbinelor Kaplan inițiale de la amenajarea hidroenergetică Porțile de Fier I pentru punctul optim de funcționare s-a obținut soluția optimizată a paletajului de rotor descrisă în paragraful 11. S-au avut în vedere în acest caz modificarea puterii mecanice preluate de rotor, adaptarea curentului incident pe paleta de rotor și ridicarea nivelului de presiune pe extradadosul paletajului de rotor pentru reducerea riscului de apariție a cavității de bord de atac deoarece după cum s-a arătat în capitolul 9 cavităția apare inițial pe bordul de atac al paletajului rotorice pe extradados. De asemenea s-a modificat suprafața paletajului rotorice pentru a obține o distribuție a curbelor de presiune constantă paralele cu bordurile de atac și de fugă menținând curba de variație a grosimii maxime în direcție radială (constrângere geometrică din cauza rezistenței mecanice a paletajului rotoric).

12.2 Perspective de continuare a cercetărilor

Simularea curgerii în turbomașinile hidraulice utilizând resurse avansate de calcul numeric și algoritmi numerici de optimizare a curgerii conform unor criterii obiectiv de natură energetică și/sau cavitațională reprezintă una dintre cele mai performante căi de investigare a fenomenului complex hidrodinamic. Utilizarea cu succes a metodelor numerice în condiții și regiuni din mașini în care experimentul pe ștand ar necesita resurse extrem de costisitoare conduce la utilizarea acestora pe scară largă atât în centrele de cercetare cât și în industrie.

Utilizarea pachetelor de calcul numeric al curgerii cum ar fi *Ansys CFX*, *Ansys FLU-ENT*, *STAR CD* implică deseori eforturi considerabile din partea utilizatorului care trebuie să găsească în cadrul acestora căile optime de aplicare pentru cazuri concrete din practica exploatării mașinilor hidraulice. Așadar sunt necesare metode interactive de utilizare a acestor pachete. O astfel de metodă a fost propusă în cadrul tezei prin aplicația *TurboCADoptim* pentru proiectarea, analiza și optimizarea turbomașinilor hidraulice.

Ca și perspective ale cercetărilor în domeniul mașinilor de forță, autorul tezei va încerca să aplice tehnicile de optimizare a paletajelor de rotor pentru cazul propulsoarelor navale în primă etapă. Faptul că acestea sunt de cele mai multe ori necarcasate va ridica probleme de natură geometrică și hidrodinamică suplimentare comparativ cu turbomașinile hidraulice.

De asemenea autorul prezentei lucrări va încerca să aplice metodologiile de investigare numerică a curgerii prezentate aici pentru analiza funcționării turbocompresoarelor. Optimizarea paletajelor de compresoare prin utilizarea tehnicilor aplicației *TurboCADoptim* este una din căile de investigare a fenomenului aerodinamic din aceste mașini de forță.

1

Bibliografie

- [1] Advanced Design Technology. TURBOdesign. <http://www.adtechnology.co.uk/products/turbodesign1/>.
- [2] Ahuja V., Hosangadi A., Arunajatesan S. Simulations of cavitating flows using hybrid unstructured meshes. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 123:331–340, 2001.
- [3] Andree G., Lindsjo H., Lorstad D., Fuchs L. Bubble-transport past a Kaplan turbine model. In *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium*, Yokohama, Japan, 2006.
- [4] Anton I. *Turbine hidraulice*. Editura Facla, București, România, 1979.
- [5] Anton I. *Cavitația*, volume 2. Editura Academiei, București, România, 1985.
- [6] Anton I. *Energetic and Cavitation scale-up effects in hydraulic turbines*. Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, România, 2002.
- [7] Anton I., Resiga R., Muntean S., Bernad S. Modelarea numerică și analiza curgerilor cavitaționale bifazice în turbinele hidraulice. Grantul Academiei Române 104/2004/AR.
- [8] Anton V. *Cercetări experimentale privind influența geometriei unor rețele de profile asupra caracteristicilor energetice și cavitaționale*. PhD thesis, Universitatea Politehnica din Timișoara, 1973.
- [9] Aschenbrenner T., Goehringer M., Moser W. Numerical and experimental flow analysis in a Kaplan turbine. In *Proceedings of the 20th IAHR Symposium*, North Carolina, USA, 2000.
- [10] Lithuanian Hydropower Association. Small hydropower situation in the new EU member states and candidate countries. Marketing working group of the thematic network of small hydropower, 2004.
- [11] Astolfi J.A., Dorange P., Billard J.Y., Cid Tomas I. An experimental investigation of cavitating inception and development on a two-dimensional Eppler hydrofoil. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 122:164–173, 2000.
- [12] Avellan F. Introduction to cavitation in hydraulic machinery. In *Proceedings of the 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, Timișoara, Romania, 2004.

- [13] Kader B. Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 24(9):1541–1544, 1993.
- [14] Balint D., Muntean S., Bernad S., Resiga R., Anton I. Analiza numerică în afara punctului optim de funcționare a turbinei Francis - RECONT $n_s^{kW} = 285$, 2005. Contract de cercetare Nr. 213/20.01.2005.
- [15] Balint D., Resiga R., Muntean S., Anton I. Numerical simulation and analysis of the two-phase cavitating flow in Kaplan turbines. In *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium*, Yokohama, Japan, 2006.
- [16] Balint D., Resiga R., Muntean S., Anton I. Numerical study of the cavitation phenomenon in hydraulic turbines. In *Proceedings of the 13rd International Conference on Fluid Flow Technologies*, Budapest, Hungary, 2006.
- [17] Balint D., Resiga-Susan R., Muntean S., Anton I. A numerical investigation of the full 3D turbulent flow in Kaplan hydraulic turbines. In *Proceedings of the 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, Timișoara, România, 2004.
- [18] Bernad S., Muntean S., Resiga R., Anton I. Multiphase modeling of cavitating flows. In *Bul. Șt. UPT*, Timișoara, România, 2004.
- [19] Bordeasu I., Bărglăzan M., Popoviciu M., Bălăsoiu V., Balint D., Stroiță C., Hadar A. Analiza privind soluția de fiabilizare a statorului turbinei aplicată cu ocazia re tehnologizării hidroagregatelor din CHE Porțile de Fier I. Propunere de metodologie de urmărire în timp a stării coloanelor statorice, 2007. Contract de cercetare Nr. 660/17.05.2007.
- [20] Bouchet-Poueymirou D., Tribes C., Trépanier J.-Y., Vu T. Hydrodynamic optimization in rehabilitation project. In *Proceedings of the 22nd IAHR Symposium*, Stockholm, Suedia, 2004.
- [21] Braembussche R. Modern turbomachinery component design. In *Proceedings of The 13th International Conference on Fluid Flow Technologies*, Budapest, Hungary, 2006.
- [22] Brewer W.H., Kinnas S.A. Experimental and computational investigation of sheet cavitation on a hydrofoil. In *Proceedings of The 2nd ASME/JSME Fluids Engineering Conference, ASME/EALA 6th International Conference on Laser Anemometry*, South Carolina, USA, 1995.
- [23] Bărglăzan M. et al. Optimizarea funcționării mașinilor hidraulice, 1998. Contract de cercetare CNCSU Nr. 582, tip C, cod 154.
- [24] Bărglăzan M. et al. Metode moderne de calcul hidrodinamic al turbomașinilor, 1999. Contract de cercetare CNCSIS Nr. 35034, Tema 31, cod 298.
- [25] Bărglăzan M. et al. Modernizarea turbinelor Kaplan în vederea creșterii performanțelor acestor echipamente, 2003. Contract de cercetare MENER Nr. 335/25.09.2003.
- [26] Bărglăzan M. et al. Realizarea unui model de turbină Francis F220 care să prezinte garanția creșterii performanțelor CHE Stejarul prin re tehnologizare, 2003. Contract de cercetare MENER Nr. 333/25.09.2003.

- [27] Câmpian C.V., Nedelcu D. The results from index tests performed on the Kaplan turbines. In *Proceedings of the International Conference on Classics and Fashion in Fluid Machinery*, Belgrade, Serbia, 2002.
- [28] Delgosha C.O., Devillers J.F. Experimental and numerical study of the cavitating flow on a hydrofoil. *Proceedings of 4th ASME-JSME Joint Fluids Engineering Conference*, 2003.
- [29] Delgosha C.O., Devillers J.F., Leriche M., Pichon T. Effect of wall roughness of the dynamics of unsteady cavitation. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 127:726–733, 2005.
- [30] Delgosha C.O., Fortes-Patella C., Reboud J.L. Evaluation of the turbulence model influence on the numerical simulations of unsteady cavitation. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 125:38–45, 2003.
- [31] Drtina P., Sick M., Brandt R. Numerical performance prediction for an entire Kaplan turbine. In *Proceedings of the 18th IAHR Symposium*, Singapore, 1998.
- [32] Dupont P., Okamura T. Cavitating flow calculations in industry. *International Journal of Rotating Machinery*, 9(3):163–170, 2003.
- [33] Eca L., Hoekstra M. On the grid sensitivity of the wall boundary condition of the $\kappa - \omega$ turbulence model. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 126:900–910, 2004.
- [34] European Commission. High performance numerical unsteady rotor-stator analysis, 1998. Esprit HPCN 28372.
- [35] Ferrando L. *Surface parametrization and optimum design methodology for hydraulic turbines*. PhD thesis, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Switzerland, 2006.
- [36] Fluent Incorporated Ltd., Lebanon. *FLUENT 6. User Documentation*, 1998.
- [37] Fluent Incorporated Ltd., Lebanon. *GAMBIT. User Documentation*, 1998.
- [38] http://ec.europa.eu/research/fp7/index_en.cfm – FP7: the future of European Union research policy.
- [39] Gajic A., Ignjatovic B., Komarov D., Daskalovic L., Stojkovic D., Predic Z. CAM characteristics of the Kaplan turbine determined by efficiency and bearing vibrations. In *Proceedings of the 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, Timișoara, Romania, 2004.
- [40] Gajic A., Pejovic S., Ivljanin B. Reverse waterhammer – case studies. In *Proceedings of the International Conference on Case Studies in Hydraulic Systems*, Belgrad, Serbia, 2003.
- [41] Galvan S., Page M., Guibault F., Reggio M. Numerical validation of different CFD $\kappa - \epsilon$ turbulence models using FLUENT code. In *Proceedings of the 3rd IAHR/ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow*, Porjus, Sweden, 2005.

- [42] Gehrler A., Schmidl R., Sadnik D. Kaplan turbine runner optimization by numerical flow simulation (CFD) and an evolutionary algorithm. In *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium*, Yokohama, Japan, 2006.
- [43] Gheoghiescu P., Moclinda A. Romania's hydropower on the brink of the next century, 1997.
- [44] Grekula M., Bark G. Cavitation observations and noise measurements in a 9.3 MW Kaplan turbine. In *Proceedings of the 21st IAHR Symposium*, Lausanne, Elveția, 2002.
- [45] Guibault F., Zhang Y., Dompierre J., Vu C. Thi. Robust and automatic CAD-based structured mesh generation for hydraulic turbine component optimization. In *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium*, Yokohama, Japan, 2006.
- [46] Gulich J.F. Effect of Reynolds number and surface roughness on the efficiency of centrifugal pumps. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 125:670–679, 2003.
- [47] Henry P. *Turbomachines hydrauliques - choix illustré de réalisations marquantes*. Presses polytechniques et universitaires romandes, Lausanne, Elveția, 1992.
- [48] High Performance Computing Center, University of Stuttgart. COVISE. <http://www.hlr.de/organization/vis/covise/>.
- [49] Huang J., Tung T., Barraud C. Optimization of an axial flow hydraulic turbine design using computational fluid dynamics. In *Proceedings of Waterpower XIII*, New York, USA, 2003.
- [50] Iaccarino G. Predictions of a turbulent separated flow using commercial CFD codes. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 123:819–828, 2001.
- [51] Iga Y., Nohmi M., Goto A., Shin B.R., Ikohagi T. Numerical study of sheet cavitation breakoff phenomenon on a cascade hydrofoil. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 125:643–651, 2003.
- [52] Ignjatovic B., Katic B., Savic Z., Skvortov F., Vasiliu A. Large hydraulic Kaplan turbines at HPP Djerdap I - Iron Gate I. In *Proceedings of the 17th IAHR Symposium*, Beijing, China, 1994.
- [53] Ignjatovic B., Vuskovic B., Knaak R., Predic Z., Pilev I.M., Ivanov S. Measuring of dynamic stresses and calculation of Kaplan turbine runner blade residual service life. In *Proceedings of the International Conference Classics and Fashion in Fluid Machinery*, Belgrade, Serbia, 2002.
- [54] International Standard, IEC National Committees. *IEC 60193 – Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests (second edition)*, 1999-11.
- [55] Jost D., Lipej A., Oberdank K., Jamnik M., Velensek B. Numerical flow analysis of a Kaplan turbine. In *Proceedings of the 18th IAHR Symposium*, Valencia, Spain, 1996.
- [56] Keck H., Hegenbarth A., Jerovsek A. Advanced technology of bulb turbines from research to experience at site. In *Proceedings of the 17th IAHR Symposium*, pages 391–402, Beijing, China, 1994.

- [57] Kern I., Vesko D. Experience with model and field testing of cavitation of low head Kaplan turbine. In *Proceedings of the 20th IAHR Symposium*, North Carolina, USA, 2000.
- [58] Kitahora T., Suzuki R., Toyokura T., Kubota T., Kurokawa J. Study of blade tip vortex of Kaplan turbine. In *Proceedings of the 17th IAHR Symposium*, Beijing, China, 1994.
- [59] Kjeldsen M., Arndt R., Effertz M. Spectral characteristics of sheet/cloud cavitation. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 122:481–487, 2000.
- [60] Knapp R., Daily J., Hammitt F. *Cavitation*. McGraw-Hill Company, USA, 1970.
- [61] Radha Krishna, editor. *Hydraulic Design of Hydraulic Machinery*, chapter 12. Avebury, 1997.
- [62] Kueny J.-L., Lestriez R., Helali A., Demeulenaere A., Hirsch C. Optimal design of a small hydraulic turbine. In *Proceedings of the 22nd IAHR Symposium*, Stockholm, Suedia, 2004.
- [63] Kurosawa S., Matsumoto K. Numerical prediction of critical cavitation performance in hydraulic turbines. *Proceedings of 4th ASME-JSME Joint Fluids Engineering Conference*, 2003.
- [64] Landrieux E., Combes J.F. Numerical flow analysis in the runner and the draft tube of a Kaplan turbine prior to a rehabilitation. In *Proceedings of the 18th IAHR Symposium*, Singapore, 1998.
- [65] Leroux J.B., Astolfi J.A., Billard J.Y. An experimental study of unsteady partial cavitation. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 126:94–101, 2004.
- [66] Leroux J.B., Delgosha C.O., Astolfi J.A. A joint experimental and numerical study of mechanisms associated to instability of partial cavitation on two-dimensional hydrofoil. *Journal of Physics of Fluids*, 17:052101.1–20, 2005.
- [67] Li S.C. - editor. *Cavitation of hydraulic machinery*. Imperial College Press, Londra, Anglia, 2000.
- [68] Lindsjo H., Andree G., Fuchs L., Lorstad D. Detailed measurement of the flow and bubble transport past a Kaplan turbine model. In *Proceedings of the 21st IAHR Symposium*, Stockholm, Sweden, 2004.
- [69] Lipej A., Jost D., Markov Z. Numerical prediction of cavitation in water turbines. In *Proceedings of the 21st IAHR Symposium*, Lausanne, Elveția, 2002.
- [70] Loiseau F., Couston M., Sabourin M., Kirejczyk J. Minimum gap guide vane (MGGV). In *Proceedings of the 22nd IAHR Symposium*, Stockholm, Suedia, 2004.
- [71] Lorstad D., Fuchs L., Lindsjo H. Modeling of the unsteady transport of bubbles past a Kaplan turbine model. In *Proceedings of the 22nd IAHR Symposium*, Stockholm, Suedia, 2004.

- [72] Marcinkiewicz J., Svensson L. Modification of the spiral casing geometry in the neighbourhood of the guide vanes and its influence on the efficiency of a Kaplan turbine. In *Proceedings of the 17th IAHR Symposium*, Beijing, China, 1994.
- [73] Mauri S. *Numerical simulation and flow analysis of an elbow diffuser*. PhD thesis, Lausanne, Elveția, 2002.
- [74] Miloș T. The obtaining of the optimized domain in analytical representation for centrifugal pump runner. *Bul. Șt. al UPT*, 46(60)/2:15–20, 2001.
- [75] Miner S. Evaluation of blade passage analysis using coarse grids. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 122:345–348, 2000.
- [76] Muntean S. *Metode Numerice pentru Determinarea Câmpurilor Tridimensionale în Rotoarele Turbinelor Francis*. PhD thesis, Universitatea Politehnica din Timișoara, 2002.
- [77] Muntean S., Anton L.E., Balint D., Baya A., Resiga R., Campian V. Evaluation of the Kaplan turbine discharge using numerical simulation. In *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium*, Yokohama, Japan, 2006.
- [78] Muntean S., Balint D., Bernad S., Resiga R., Anton I. Stabilirea poziției paletelor la statorul turbinei HA Zăvideni în vederea optimizării curgerii apei prin acesta, 2004. Contract de cercetare Nr. 90–12.02/05.05.2004.
- [79] Muntean S., Balint D., et. al. Determinarea debitului turbinat prin traseul hidraulic al hidroagregatelor de la CHE Gura Lotrului, Turnu și Dăești, 2004. Contract de cercetare Nr. 164–12.02/05.08.2004.
- [80] Muntean S., Balint D., Frunză T., Stuparu A., Deatcu M. Analiza comparativă a două poziții ale coloanelor statorice și influența asupra câmpului hidrodinamic din rotorul turbinei Kaplan de la CHE Drăgășani, 2003. Contract de cercetare Nr. 123–77.03–146/09.04.2003.
- [81] Muntean S., Resiga R., Anton I. Mixing interface algorithm for 3D turbulent flow analysis of the GAMM Francis turbine. In *Proceedings of the 12th International Conference on Fluid Flow Technologies*, Budapest, Hungary, 2003.
- [82] Murayama M., Yoshida Y., Tsujimoto Y. Unsteady tip leakage vortex cavitation originating from the tip clearance of an oscillating hydrofoil. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 128:421–429, 2006.
- [83] Nagel M.G., Baier R.D. Experimentally verified numerical optimization of a three-dimensional parametrized turbine vane with non-axisymmetric end walls. *Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME*, 127:380–387, 2005.
- [84] Nedelcu D. *Modelarea Matematică a Fenomenelor Hidrodinamice cu Aplicație la Proiectarea Asistată de Calculator a Turbinelor și Turbinelor-Pompe Axiale și Radial-Axiale*. PhD thesis, Universitatea Politehnica din Timișoara, 1996.
- [85] Nedelcu D., Câmpian V. Determine the correlation between wicket gates angles and servomotors strokes. In *Proceedings of the International Conference Classics and Fashion in Fluid Machinery*, pages 187–194, Belgrad, Serbia, 2002.

- [86] Nilsson H. *Numerical investigation of turbulent flow in water turbines*. PhD thesis, Göteborg, 2002.
- [87] Nilsson H., Davidson L. A numerical comparison of four operating conditions in a Kaplan water turbine, focusing on tip clearance flow. In *Proceedings of the 20th IAHR Symposium*, North Carolina, USA, 2000.
- [88] Nilsson H., Davidson L. A numerical investigation of the flow in the wicket gate and runner of the Holleforsen (Turbine 99) Kaplan turbine model. In *Proceedings of the Workshop Turbine 99-II*, Alvkarleby, Sweden, 2001.
- [89] Nilsson H., Davidson L. A validation of parallel multiblock CFD against the GAMM Francis water turbine runner at best efficiency and off-design operating conditions. Technical report, Department of Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers University of Technology, 2001.
- [90] Nilsson H., Davidson L. Validations and investigations of the computed flow in the GAMM Francis runner and the Holleforsen Kaplan runner. In *Proceedings of the 21st IAHR Symposium*, Lausanne, Elveția, 2002.
- [91] Nilsson H., Davidson L. Validations of finite volume CFD against detailed velocity and pressure measurements in water turbine runner flow. Submitted for journal publication, 2002.
- [92] Nilsson H., Davidson L. Application of an angular momentum balance method for investigating numerical accuracy in swirling flow. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 125:723–730, 2003.
- [93] Olczak A. *The Korn shell - third edition - Unix and Linux programming manual*. Biddles Ltd., Guildford and King's Lynn, London, Great Britain, 2001.
- [94] Pan H., Pirttiniemi H., Rintamaki K. Flow simulations of complete hydropower plants using design parameters as inputs. In *Proceedings of the 22nd IAHR Symposium*, Stockholm, Suedia, 2004.
- [95] Peltier L., Jazaczkowski F., Wyngaard J. A hybrid RANS/LES approach to large eddy simulation of high Reynolds number wall bounded turbulence. In *FEDSM2000-11177*, Boston, Massacusetts, 2000.
- [96] Peng G. A practical combined computation method of mean through-flow for 3D inverse design of hydraulic turbomachinery blades. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 127:1183–1190, 2006.
- [97] Resiga R., Muntean S., Bernad S., Balint D., Balint I. *Metode moderne de calcul paralel pentru simularea curgerii fluidelor*. Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, România, 2003.
- [98] Roberts S.K., Yaras M.I. Effects of surface-roughness geometry on separation-bubble transition. *Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME*, 128:349–356, 2006.
- [99] Rouse H., McNown J.S. Cavitation and pressure distribution, head forms at zero angle of yaw. *Studies in Engineering Bulletin 32*, Iowa Institute of Hydraulic Research, 1948.

- [100] Roussopoulos K., Monkewitz P. Measurements of tip vortex characteristics and the effect of an anti-cavitation lip on a model Kaplan turbine blade. *Journal of Flow, Turbulence and Combustion*, 64:119–144, 2000.
- [101] Schildt H. *C++ – manual complet*. Editura Teora, București, România, 1997.
- [102] Schildt H. *C – manual complet*. Editura Teora, București, România, 1998.
- [103] Schilling R. Application of CFD-techniques in fluid machinery. In *Proceedings of The 12th International Conference on Fluid Flow Technologies*, Budapest, Hungary, 2003.
- [104] Schilling R., Aschenbrenner T., Bader R., Klement P., Richter R. Numerical loss analysis in hydraulic machinery. In *Proceedings of the 18th IAHR Symposium*, Singapore, 1998.
- [105] Schilling R., Riedel N., Ritzinger S. A critical review of numerical models predicting the flow through hydraulic machinery bladings. In *Proceedings of the 17th IAHR Symposium*, pages 15–31, Beijing, China, 1994.
- [106] Senocak I., Shyy W. Numerical simulation of turbulent flows with sheet cavitation. In *CAV2001*, 2001.
- [107] Shao J., Luo X., Wu X., Liu S. Three-dimensional turbulent simulation of the internal flow in a Kaplan turbine. In *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium*, Yokohama, Japan, 2006.
- [108] Shervani-Tabar M.T., Yazdanzad M.R. Experimental study on the two modes of cavitation phenomenon in Kaplan turbine. In *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium*, Yokohama, Japan, 2006.
- [109] Shingai K., Katayama K., Shimmei K. Optimization of the axial turbine runner blade using a simulated annealing algorithm. In *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium*, Yokohama, Japan, 2006.
- [110] Siever E., Spainhour S., Figgins S., Hekman J.P. *Linux in a nutshell - a desktop quick reference*. O'Reilly & Associates, Inc., Sebastopol, USA, 2000.
- [111] Singhal A., Athavale M., Li H., Jiang Y. Mathematical basis and validation of the full cavitation model. *Journal of Fluids Engineering*, 124:617–624, 2002.
- [112] Skotak A., Obrovsky J. Shape optimization of a Kaplan turbine blade. In *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium*, Yokohama, Japan, 2006.
- [113] Skotak A., Vesely J. CFD based analysis of the head losses distribution in a bulb turbine. In *Proceedings of the 18th IAHR Symposium*, Singapore, 1998.
- [114] St-Hilaire A., Sabourin M., Deschenes C., De Henau V. The prediction of cavitation in hydraulic turbines by CFD. In *Proceedings of the 18th IAHR Symposium*, Singapore, 1998.
- [115] Stutz B. Influence of roughness on the two-phase flow structure of sheet cavitation. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 125:652–659, 2003.

- [116] Swirydczuk J. Vortex dynamics of the stator wake-rotor cascade interaction. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 124:400–412, 2002.
- [117] Tallman J., Lakshminarayana B. Numerical simulation of tip leakage flows in axial flow turbines, with emphasis on flow physics: part I - effect of tip clearance height. *Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME*, 123:314–323, 2001.
- [118] Tallman J., Lakshminarayana B. Numerical simulation of tip leakage flows in axial flow turbines, with emphasis on flow physics: part II - effect of outer casing relative motion. *Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME*, 123:324–333, 2001.
- [119] Tomas L., Traversaz M., Sabourin M. An approach for Kaplan turbines design. In *Proceedings of the 22nd IAHR Symposium*, Stockholm, Suedia, 2004.
- [120] Van Leer B. Towards the ultimate conservative difference scheme. Monotonicity and conservation combined in a second order scheme. *Journal of Computational Physics*, 14:361–370, 1974.
- [121] Venkateswaran S., Lindau J., Kunz R., Merkle C. Computation of multiphase mixture flows with compressibility effects. *Journal of Computational Physics*, 180:54–77, 2002.
- [122] Vu T.C. A CFD based computer aided engineering system for hydraulic turbines. In *Proceedings of the 17th IAHR Symposium*, pages 329–340, Beijing, China, 1994.
- [123] Weili L., Xingqi L., Lefu Z., Pong L., Wei X. Investigation of tip leakage flow in Kaplan turbine. In *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium*, Yokohama, Japan, 2006.
- [124] Wu C.H. A general theory of three-dimensional flow in supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types. *Transactions of the ASME*, 1952.
- [125] You D., Mittal R., Wang M., Moin P. Progress in large eddy simulation of a rotor tip-clearance flow. In *Proceedings of The 12th Annual DoD HPCMP User Group Conference*, Austin, Texas, 2002.
- [126] Yu P.W., Ceccio S.L., Tryggvason G. The collapse of a cavitation bubble in shear flows - a numerical study. *Journal of Physics of Fluids*, 7(11):2608–2616, 1995.

**Titluri recent publicate în colecția „TEZE DE DOCTORAT”
seria 9: Inginerie Mecanică**

1. **Alin-Daniel Rus** – *Studii și cercetări asupra comportării mecanice a unor materiale compozite pentru frânarea vehiculelor feroviare, ISBN 978-973-625-596-0, (2008);*
 2. **Luisa-Izabel Dungan** – *Contribuții la studiul și cercetarea comportării arcurilor de tip flexicoil de la locomotiva electrică CFR 060-EA de 5100 kW, ISBN 978-973-625-599-1, (2008);*
 3. **Gabriel-Vasile Ursu-Neamț** – *Contribuții la optimizarea parametrilor cuplei elastice și a influenței acesteia asupra circulației în curbă a locomotivelor cu boghiuri articulate, ISBN 978-973-625-602-8, (2008);*
 4. **Gheorghe Cornea** – *Cercetări asupra rigidității unei mașini pentru încercări de conductori și cabluri cu lungimi de peste 10m, (2008);*
 5. **Ionică Cărăbaș** – *Contribuții privind biomecanica și recuperarea postoperatorie a articulației genunchiului cu implant restaurador total, ISBN 978-973-625-636-3, (2008);*
 6. **Lelia Dobjanchi** – *Contribuții privind aportul centralei pe cărbune ROMAG TERMO la poluarea aerului și măsuri pentru reducerea acesteia, ISBN 978-973-625-628-8, (2007);*
 7. **Gheorjon Lorand Toth** – *Studiul influenței construcției și condițiilor de utilizare asupra fiabilității cablurilor de oțel, ISBN 978-973-625-539-7, (2007);*
 8. **Adina Petronila Cîrtog** – *Contribuții la studiul fenomenului de trecere a căldurii cu schimbare de fază, utilizând sisteme cu tuburi paralele, ISBN 978-973-625-646-2, (2008);*
 9. **Ioan Doru Daș** – *Studiul durabilității organelor active la mașinile de frezare a îmbrăcăminților rutiere, ISBN 978-973-625-581-6, (2007)*
 10. **Cosmin Laurențiu Ionescu** – *Contribuții privind sinteza optimală a sistemelor optice și a caracteristicilor de proces, specifice prelucrării cu laser, ISBN 978-973-625-595-3, (2008).*
-



EDITURA POLITEHNICA