

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ

## TEZĂ DE DOCTORAT

Contribuții privind implementarea  
tehnologiilor informatice de modelare  
numerică în concepția turbinelor hidraulice

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:  
Prof.Dr.Ing. Mircea BĂRGLĂZAN

Autor:  
Drd.ing. SIGRID JIANU

BIBLIOTECA CENTRALA  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

TIMIȘOARA, 2003

## CUPRINS

<b>CAP.1. INTRODUCERE</b>	<b>pag.2</b>
<b>CAP.2. BAZELE TEORETICE ALE MODELĂRII NUMERICE</b>	<b>pag.12</b>
2.1. Ecuațiile de bază ale hidrodinamicii aplicabile în modelarea numerică	pag. 12
2.2. Coordonate curbilinii generalizate	pag. 15
2.3. Transformarea ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale în sisteme algebrice	pag. 16
2.4. Modele de turbulență	pag. 18
2.5. Caracteristici specifice tehnicilor de modelare utilizate	pag. 21
2.6. Sinteza teoriei modelării numerice și avantajele metodei utilizate	pag. 23
<b>CAP.3. IMPLEMENTAREA TEHNICILOR INFORMATICE DE MODELARE NUMERICĂ PENTRU UN MODEL DE TURBINĂ KAPLAN</b>	<b>pag. 27</b>
3.1. Realizarea fișierelor CAD și exportul de date	pag. 27
3.2. Generarea rețelelor de elemente finite	pag. 35
3.3. Analiza propriu-zisă și rezultate obținute	pag. 44
3.4. Sinteza și concluzii	pag. 56
<b>CAP.4. VALIDAREA REZULTATELOR OBȚINUTE PRIN CALCUL PE BAZA DATELOR EXPERIMENTALE</b>	<b>pag. 59</b>
4.1. Rezultatele calculelor efectuate prin tehnicile de modelare	pag. 59
4.2. Precizia tehnicii de modelare	pag. 66
4.3. Metode de creștere a preciziei de modelare	pag. 78
4.3.1. Optimizarea rețelelor de elemente finite	pag. 78
4.3.2. Metoda rugozității "artificiale"	pag. 88
4.3.3. Folosirea pentru predicții precise a programului de analiză CFX-TASCflow	pag. 94
4.4. Sinteza și concluzii	pag. 98
<b>CAP.5. OPTIMIZAREA VIRTUALĂ</b>	<b>pag. 102</b>
5.1. Metodica proiectării în timp real	pag. 102
5.2. Posibilități de aplicare	pag. 114
5.3. Sinteza și concluzii	pag. 126
<b>CAP.6. CONCLUZII</b>	<b>pag.127</b>
<b>BIBLIOGRAFIE</b>	<b>pag.136</b>

## CAP.1. INTRODUCERE

Concepția turbinelor hidraulice este o activitate complexă și are o influență hotărâtoare asupra performanțelor energetice și cavitaționale ale viitoarei mașini.

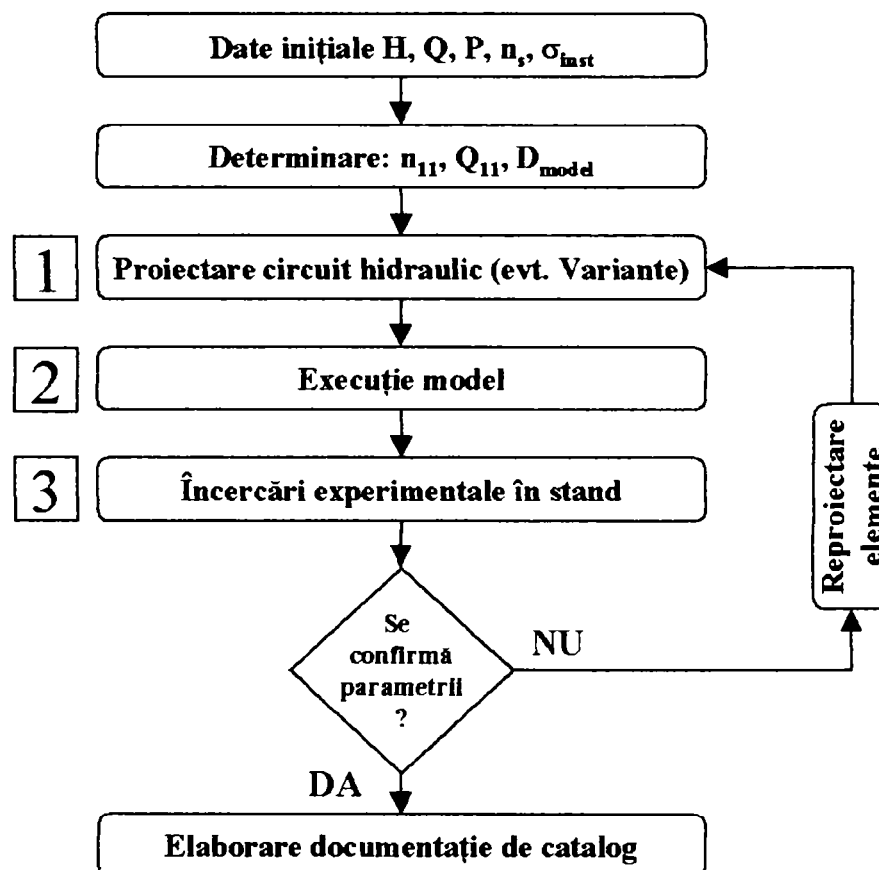
Problemele legate de concepția corectă a unei turbine hidraulice includ aspecte legate de:

- a) Performanțele hidrodinamice ale mașinii (implică optimizarea concepției din punct de vedere hidrodinamic)
- b) Realizarea unui ansamblu structural funcțional și fiabil (necesită o dimensionare corectă, deci optimizarea din punct de vedere al rezistenței subansamblelor componente)
- c) Generarea unui proiect tehnologic realizabil, etc.

În cadrul prezentei teze se urmărește abordarea optimizării concepției din punct de vedere hidrodinamic pe baze moderne, prin implementarea unor tehnici informatice de simulare numerică în activitatea de cercetare.

Proiectarea unei turbine pentru o viitoare centrală hidroelectrică se realizează pe baza datelor amenajării (căderi, debite, puteri), dimensionarea viitoarei mașini efectuându-se după metodele clasice iterate în literatura de specialitate [2], [7]. Marile firme constructoare de turbine hidraulice efectuează antedimensionarea unei mașini selectând modelul cel mai adecvat respectivului caz din propriul patrimoniu de modele. Dacă nu se dispune de un model care să satisfacă datele impuse prin caietul de sarcini sau traseul hidraulic al turbinei industriale diferă față de circuitul hidraulic al modelului de referință se impune concepția unui model nou, pe baza căruia să se certifice prin măsurători experimentale performanțele energetice și cavitaționale ale mașinii industriale. **Concepția unei turbine hidraulice din punct de vedere hidrodinamic constă de fapt în selecția unui model de patrimoniu, selecția și modificarea unui model de patrimoniu sau concepția unui model nou care să corespundă datelor amenajării.**

Concepția unui model de turbină hidraulică se efectuează [18] în mod tradițional după schema bloc din **fig.1.1**.



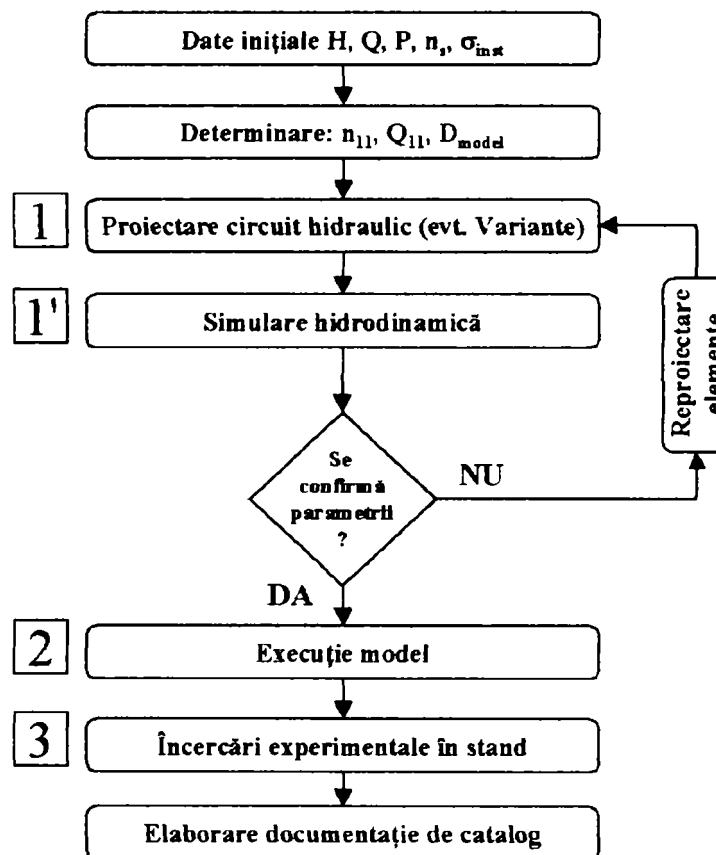
**Fig.1.1. Concepția unui model de turbină hidraulică**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

În schema logică din **fig.1.1.** se sesizează faptul că metoda clasică presupune îndeplinirea unor condiții care să ducă la obținerea unui rezultat competitiv: existența unor metode adecvate de proiectare; posibilitatea execuției în condiții optime a modelului experimental; existența unui stand de încercări specializat.

Metoda clasică prezentată prezintă un dezavantaj major: eventualele probleme legate de neobținerea caracteristicilor scontate sunt sesizate abia în faza experimentală, necesitându-se reproiectarea unor subansamble, execuția variantelor modificate și reluarea încercărilor experimentale. Aceste aspecte duc la o creștere a duratei de realizare a modelului și implicit a cheltuielilor de cercetare. Astfel s-a ajuns la necesitatea găsirii unor soluții pentru depășirea acestor inconveniente.

În practica mondială modernă în domeniu, **etapa 1 ("proiectare circuit hidraulic")** este urmată de o etapă de simulare hidrodinamică, având drept scop evaluarea performanțelor modelului care urmează a fi executat și încercat (**1,2**). Simularea se realizează prin utilizarea unor programe specializate, care permit prognosticarea comportării energo-cavitaționale a mașinii cu o precizie care depinde de programul utilizat, acuratețea modelului geometric, experiența utilizatorului, etc. Schema de desfășurare a elaborării unui model de mașină hidraulică este cea prezentată în **fig.1.2.**



**Fig.1.2. Metoda de proiectare în timp real**

Metoda permite reducerea duratei și a costurilor de dezvoltare a unui model nou și este cunoscută sub denumirea "metoda de proiectare în timp real" /35/, /36/, /37/. Ea poate fi aplicată și pentru modernizarea modelelor existente. În acest caz, se desfășoară următoarele etape:

- Reprezentarea modelului care urmează a fi optimizat într-un format cad acceptat de programul de simulare;
- Simularea hidrodinamică a modelului existent și comparația rezultatelor modelării cu cele experimentale existente;
- Analiza elementelor constitutive ale circuitului hidraulic susceptibile a fi optimizate;
- Reproiectarea elementelor respective și reprezentarea lor în programul cad
- Simularea comportării modelului modificat
- Execuția subansamblelor optimizate
- Încercări experimentale
- Elaborarea documentației de catalog pentru modelul optimizat.

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Analizând comparativ **fig.1.1** și **fig.1.2** se constată faptul că apare suplimentar **etapa 1' "simulare hidrodinamică"**, coroborată cu etape de feed-back, de modificare a elementelor componente.

**Prin simulare hidrodinamică se înțelege în sensul celor menționate mai sus evaluarea parametrilor hidrodinamici specifici unui anumit regim de funcționare pe bază de calcule teoretice.** Determinarea prin calcul a parametrilor impune rezolvarea ecuațiilor /sistemelor de ecuații care descriu fenomenele fizice care guvernează mișcarea fluidului și interacțiunea lui cu frontierele solide în turbina hidraulică. După cum se va prezenta principial în capitolul 2 al prezentei teze, legile de mișcare ale fluidului în turbina hidraulică sunt descrise de ecuații diferențiale cu derivate parțiale pe domenii geometrice de formă spațială complexă, ceea ce duce la imposibilitatea soluționării problemei pe cale analitică fără introducerea de numeroase ipoteze simplificatoare care până în final duc la descrierea incorectă a fenomenului real.

S-a impus dezvoltarea de metode de calcul aproximativ, bazate pe transformarea domeniului geometric complex de calcul în subdomenii de tip "elemente finite" și transformarea sistemelor de ecuații diferențiale cu derivate parțiale în ecuații liniare pe aceste domenii, obținând soluții numerice care diferă doar puțin de soluția exactă. În ultimii ani, odată cu dezvoltarea accentuată a tehnicii de calcul, au apărut tehnici informatice avansate concretizate prin programe sau pachete de programe de simulare numerică a fenomenelor fizice complexe.

Fiecare mare producător de turbine hidraulice sau unitate de cercetare-dezvoltare utilizează astfel de programe specializate datorită **avantajelor** pe care le prezintă:

- Rezultatele se obțin rapid.
- Costurile sunt reduse față de încercările experimentale pe modele sau în raport cu încercările în centralele hidroelectrice.
- Permit înțelegerea aprofundată a fenomenelor care apar la curgerea în mașina hidraulică.
- Există posibilitatea studiului a diferiți parametri semnificativi (distribuții de viteze, presiuni, zone critice, pierderi, etc.).

Implementarea tehnicilor informatice de modelare numerică a fenomenelor hidrodinamice în activitatea de concepție a turbinelor hidraulice este un proces complex, condiționat de următorii **factori**:

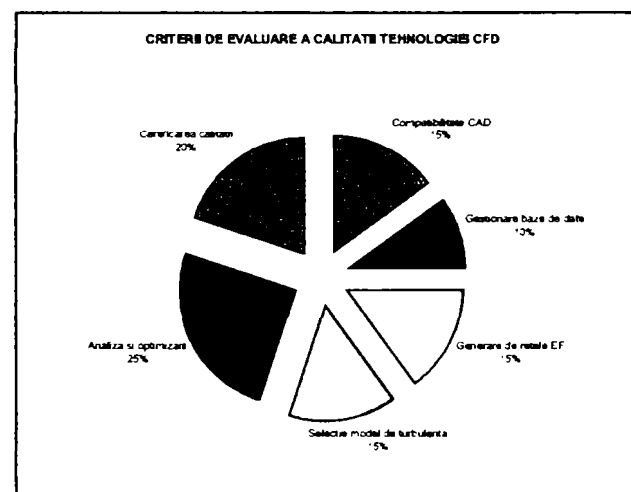
- F.1.** Existența resurselor materiale adecvate (calculatoare performante, posibilitatea finanțării pachetului de programe de modelare, indiferent dacă acesta este dezvoltat "în casă" sau achiziționat de la firme specializate, resurse financiare necesare implementării propriu-zise)
- F.2.** Existența resurselor umane adecvate (specialiști în hidrodinamică și specialiști în utilizarea calculatoarelor precum și procedură de colaborare între ei)
- F.3.** Existența unei baze de date adecvate constând în cataloage de modele aferente modelelor de patrimoniu (geometria circuitului hidraulic și rezultatele încercărilor experimentale aferente).

Selecția tehnicii de modelare care urmează a fi implementată în activitatea de concepție se realizează aplicând, în cazul în care se optează pentru programe comerciale, următoarele criterii de selecție:

❖ **Calitatea tehnologiei de modelare rezultă din precizia și nivelul de încredere al acesteia (fig.1.3).**

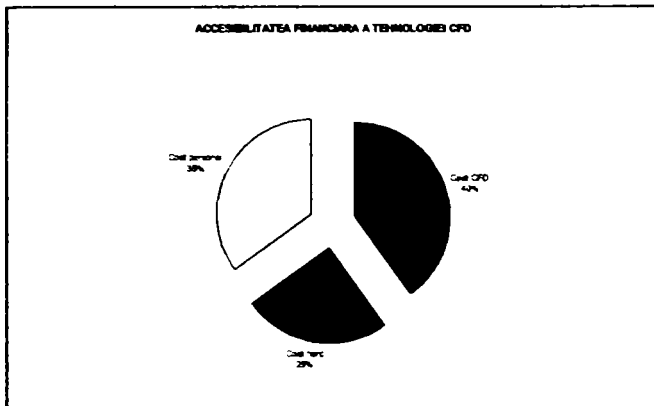
Acest criteriu poate fi descompus în:

- Compatibilitatea cu programele CAD uzuale - interschimbabilitate de fișiere fără a se genera erori de geometrie;
- Posibilitatea gestionării bazelor de date – posibilitatea de a realiza fișiere ASCII
- Facilități de generare de rețele de elemente finite cu ---b"t-- --l--i- tp l-- d-- --ț-- și - gr dului de rafinare a acesteia;
- Posibilitatea selecției modelului de turbulență în funcție de aplicația concretă;
- Posibilități de analiză rapidă și optimizare
- Certificarea calității de către furnizor



**Fig.1.3. Calitatea tehnologiei CFD**

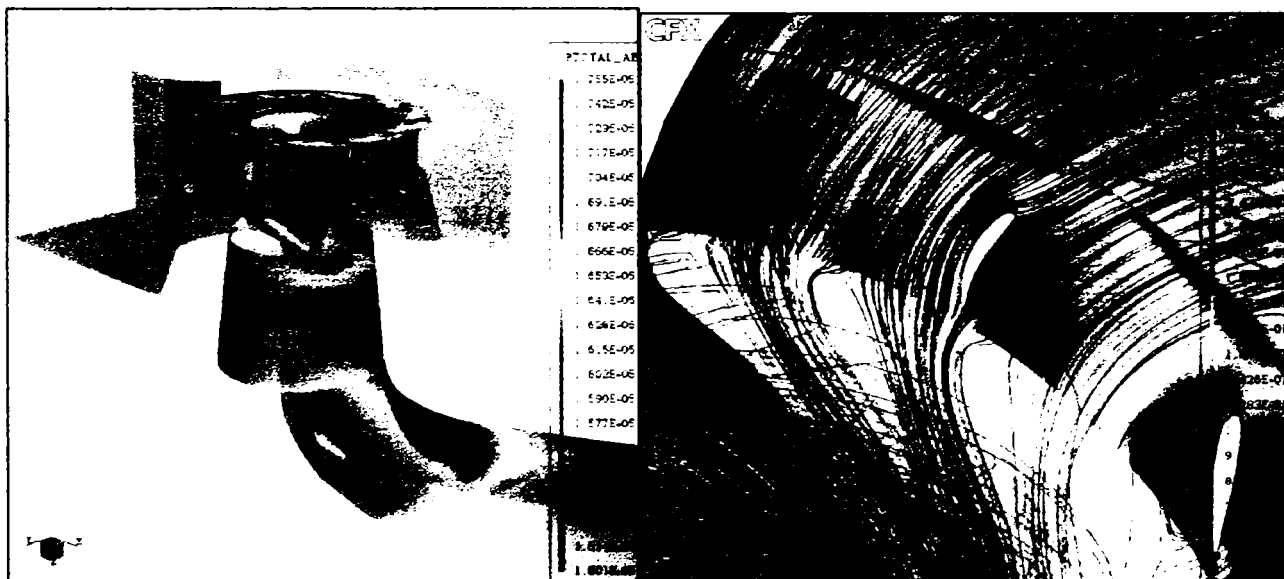
❖ **Accesibilitatea financiară (fig.1.4)** are următoarele componente:



- Costul pachetului de programe propriu-zis (licență anuală, licență nelimitată, costurile de service)
- Costul resurselor hard (tehnica informatică de modelare să aibă pretenții raționale de tehnică de calcul fără a simplifica exagerat modelul fizic și fără a necesita timpi de rulare mari);
- Costurile de personal generate de implementarea respectivei tehnologii (cursuri de pregătire, cheltuieli de personal în faza de implementare propriu-zisă, e.c. .)

**Fig.1.4. Accesibilitatea financiară**

Tehnicile informatice de modelare numerică în domeniul hidrodinamicii sunt apelate în literatura de specialitate folosind termenul generic CFD, având semnificația: COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (dinamica fluidelor asistată de calculator). Termenul CFD se mai interpretează COLOURFUL FLUID DYNAMICS (dinamica fluidelor în culori) datorită posibilităților de a genera grafice colorate (**fig.1.5**), și, în glumă, COLORS FOR DIRECTORS (culori pentru directori), datorită faptului că pictogramele sunt intuitive și pentru nespecialiști.



**Fig.1.5. Computational Fluid Dynamics**

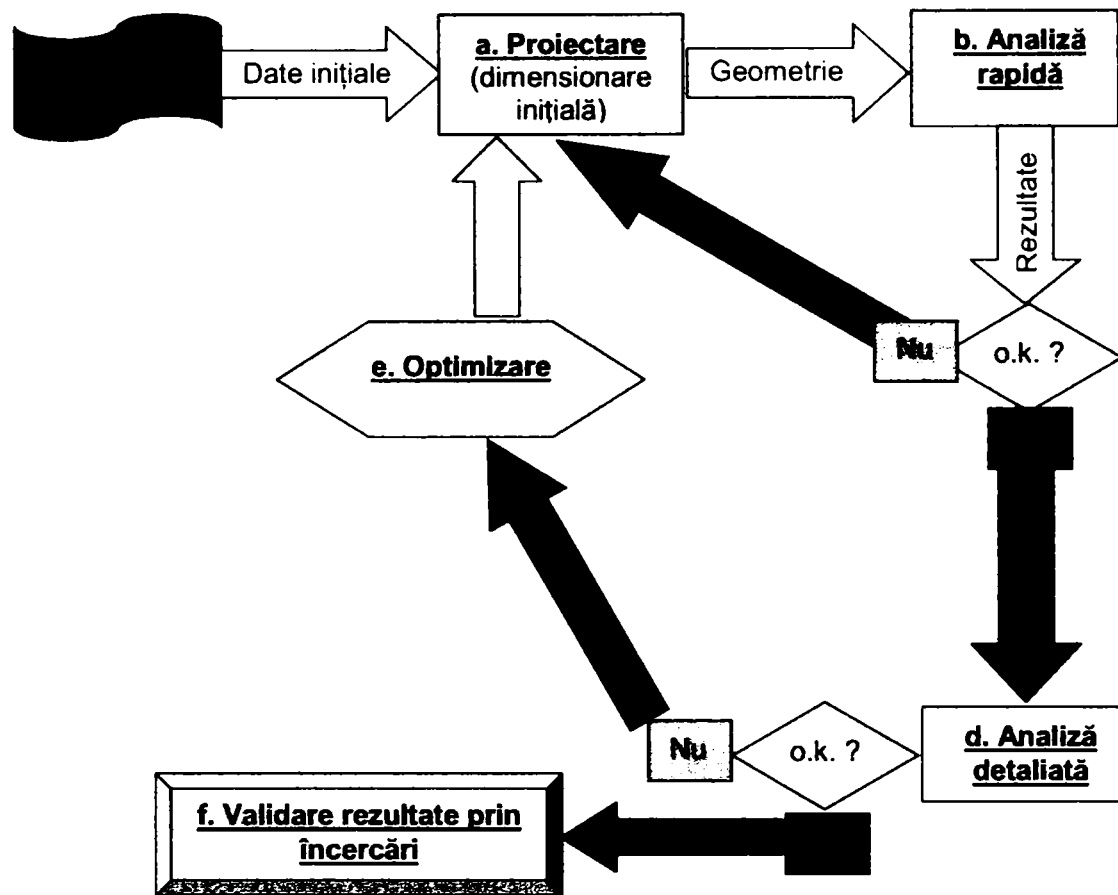
**Etapile generale de implementare ale tehnicilor moderne de simulare sunt:**

- Selecția pachetului de programe pe baza criteriilor iterate mai sus;
- Realizarea interfețelor CAD- CFD;
- Generarea rețelelor de elemente finite;
- Stabilirea condițiilor de funcționare care urmează a fi simulate și crearea bazelor de date care constituie elemente de intrare în programele de analiză propriu-zise;
- Realizarea analizei și interpretarea rezultatelor
- Compararea rezultatelor obținute prin calcul cu datele experimentale
- Stabilirea domeniului de valabilitate a tehnicii informatice de simulare

și desfășurarea activităților legate de realizarea obiectivelor acestora necesită nu doar experiență în domeniul hidrodinamicii și utilizării tehnicii de calcul, ci și o muncă susținută cu un profund caracter inovativ.

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Utilizarea metodelor CFD pentru predicționarea comportării turbinelor hidraulice are o importanță practică crescândă datorită posibilităților de optimizare a concepției încă din faza de proiectare a modelului, respectiv de proiectare hidrodinamică a circuitului hidraulic. Procesul de optimizare a concepției este prezentat sintetic în schema bloc din **fig.1.6**.



**Fig.1.6. Concepția optimizată în timp real a turbinei hidraulice**

**Avantajele majore** pe care le prezintă modul de lucru descris sintetic în **fig. 1.6**. sunt date de scurtarea ciclului de concepție, permițând efectuarea unor eventuale modificări a unor elemente constitutive încă din fazele incipiente de proiectare, dar și predicționarea performanțelor unor variante de mașină înainte de experimentarea pe model.

Se reduce astfel volumul încercărilor experimentale care sunt costisitoare și implicit scad cheltuielile de concepție, crescând calitatea procesului.

**Dezavantajele tehnicilor informatice de modelare numerică** sunt legate de următoarele aspecte:

- D.1.** Necesită validare ("calibrare") pe baza încercărilor experimentale. De aceea existența unei baze de date provenită din încercări experimentale este un factor esențial în utilizarea eficientă a tehnicilor de modelare.
- D.2.** Există anumite incertitudini legate de: posibile erori numerice, posibile erori în selecția modelului de turbulență, fixarea condițiilor limită, robustețea sistemului de programe
- D.3.** Pretențiile de tehnică de calcul (performanță și durată de utilizare) depind de complexitatea modelului geometric precum și a programelor de simulare folosite.
- D.4.** Costurile de achiziție și implementare.

Dezavantajele D.1 și D.2. sunt corelate și inerente datorită faptului că toate tehnicile de modelare se bazează pe metode aproximative de calcul și sunt deci afectate de erori. Existența unor baze de date referitoare la rezultate experimentale sau posibilitatea efectuării unor încercări sunt din această cauză un factor important care condiționează desfășurarea corectă a procesului de implementare a tehnicii de simulare hidrodinamică.

**Sursele principale de erori ale tehnicilor de modelare sunt:**

**E.1. Erori și incertitudini legate de modelul fizic**

Erorile și incertitudinile provenite de la selecția modelului fizic derivă din faptul că întotdeauna va exista o diferență între soluția exactă a ecuațiilor ce caracterizează fenomenul fizic și curgerea reală. Majoritatea erorilor de acest tip sunt generate de incertitudinile legate de selecția și corectitudinea modelului de turbulență.

**E.2. Erori de discretizare numerică**

Aceste erori sunt generate de faptul că există întotdeauna diferențe între soluția exactă și soluția pe o rețea de elemente finite. Ideal ar fi ca soluția problemei să fie independentă de rețea. Acest deziderat nu este însă îndeplinit în realitate, selecția tipului de rețea și finețea rețelei întotdeauna vor influența rezultatele.

**E.3. Erori de convergență**

Soluționarea problemelor aferente curgerii și rezolvarea sistemelor de ecuații adiacente este un proces iterativ. Unele soluții converg mai greu și există tendința de a opri procesul iterativ înainte de a obține convergența. Diferența între soluția după "n" pași și soluția după atingerea convergenței la eroarea prescrisă este o măsură a preciziei unei anumite tehnologii CFD.

**E.4. Incertitudini ale aplicației propriu-zise**

Fiecare aplicație a tehnicilor CFD este caracterizată de o anumită geometrie (modelul structural supus analizei prin CFD) și de anumite condiții la limită. Erorile de geometrie sau impreciziile generate în timpul exportului din CAD precum și definirea improprie a condițiilor la limită duc la erori majore.

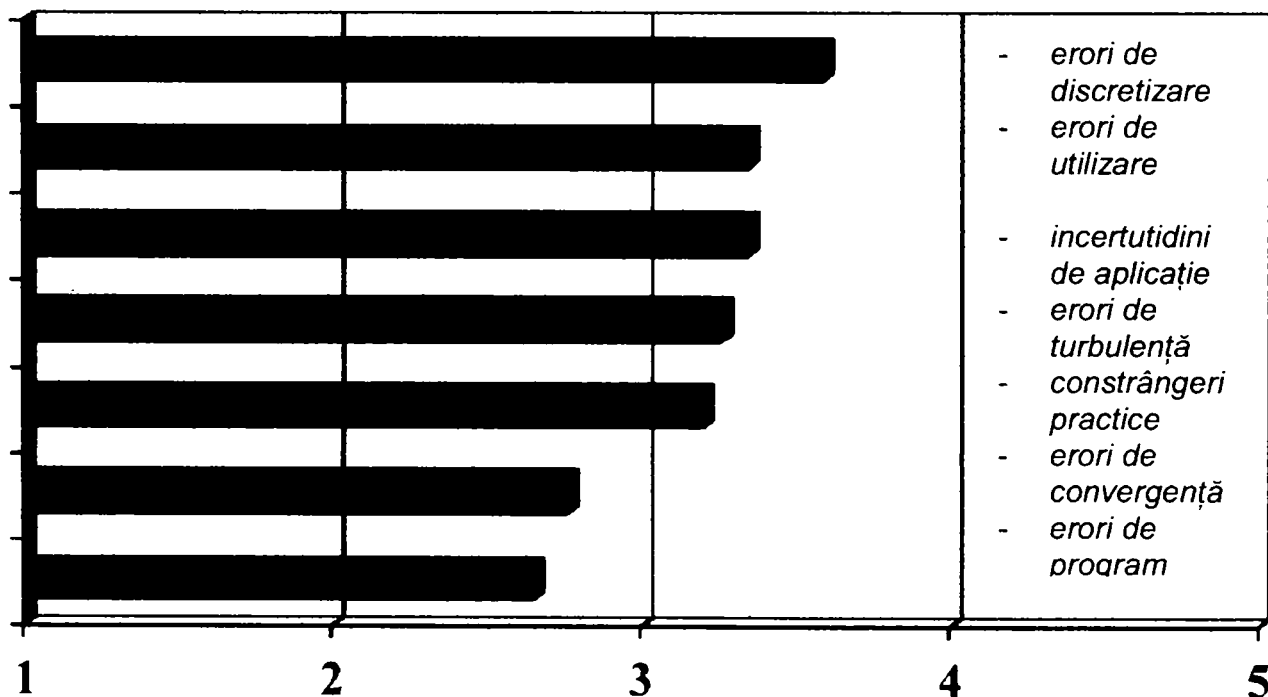
**E.5. Erori de utilizare**

Erorile de utilizare ale soft-urilor CFD sunt frecvente și cauzate de greșeli, neatenție, optimism exagerat. De aceea calitatea rezultatelor obținute prin tehnologii CFD este dependentă de calitatea și experiența utilizatorului.

**E.6. Erori de programare**

Acest tip de erori trebuie evitat de furnizorul tehnologiei CFD, de aceea se impune selectarea atentă a acestuia atunci când se decide achiziția unui anumit soft de simulare numerică.

Reprezentând incidența erorilor pe o scară de la 1 la 5, rezultă **fig. 1.7**.



**Fig.1.7. Incidența surselor de erori în modelarea CFD**



Scopul prezentei teze este realizarea unei metodici concrete și corecte de implementare a pachetului de programe de modelare hidrodinamică CFX TASCflow în concepția modelelor de turbine hidraulice, coroborată cu cercetarea unor aspecte constructive și funcționale ale mașinilor hidraulice axiale, condiționată de existența programelor evaluate de modelare hidrodinamică, cu particularizarea aplicației pe un model de turbină Kaplan.

Pachetul de programe pentru care se va stabili metoda de implementare constă în următoarele programe /43/:

**PR.1. CFX- BladeGen; CFX- BladeGenPlus**

**PR.2. CFX- TurboGrid**

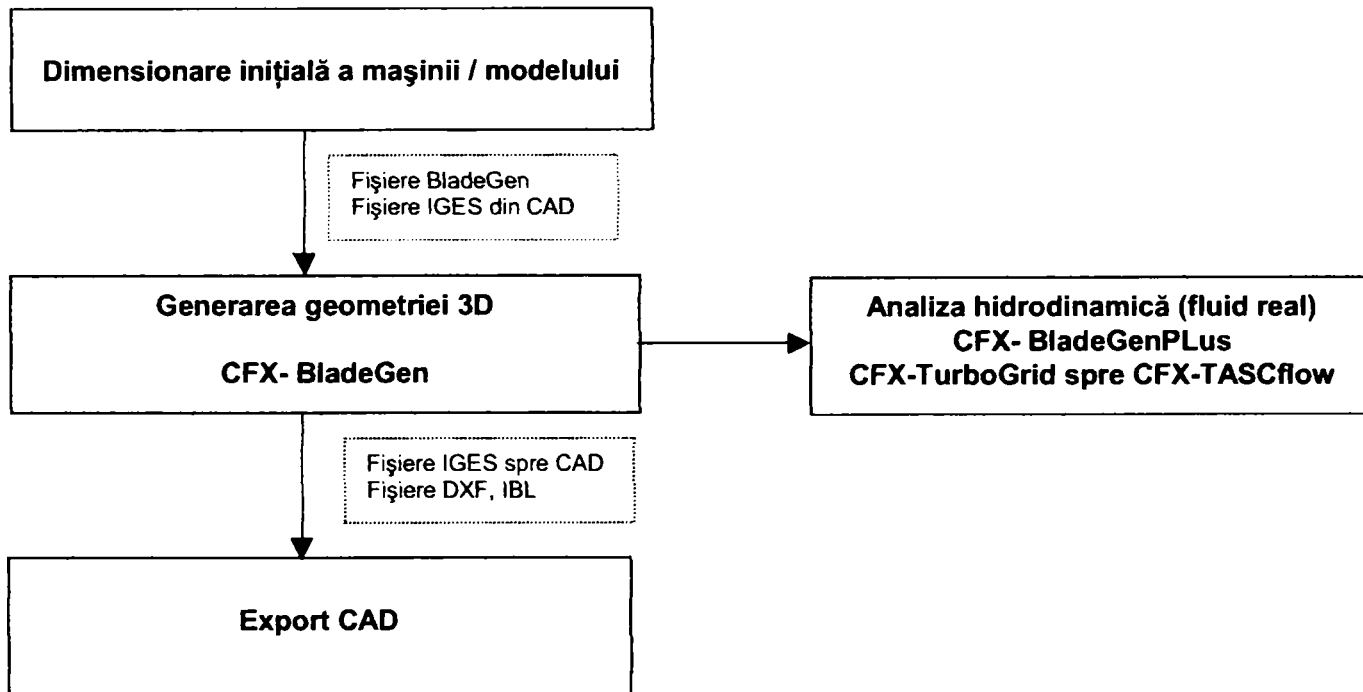
**PR.3. ICEM CFX HEXA**

**PR.4. CFX-TASCflow**

### **PR.1. CFX- BladeGen și CFX- BladeGenPlus**

Programele CFX-BladeGen și CFX-BladeGenPlus sunt instrumente interactive de proiectare și analiză rapidă pentru elemente constitutive paletate ale circuitului hidraulic al unei turbomașini.

Utilizatorul poate reprojeta paletaje existente sau poate proiecta palete noi, care apoi sunt analizate din punct de vedere al performanțelor hidrodinamice. Fluxul de date este cel prezentat în *fig. 1.8*.



**Fig.1.8. Fluxul de date în programele CFX- BladeGen și CFX- BladeGenPlus**

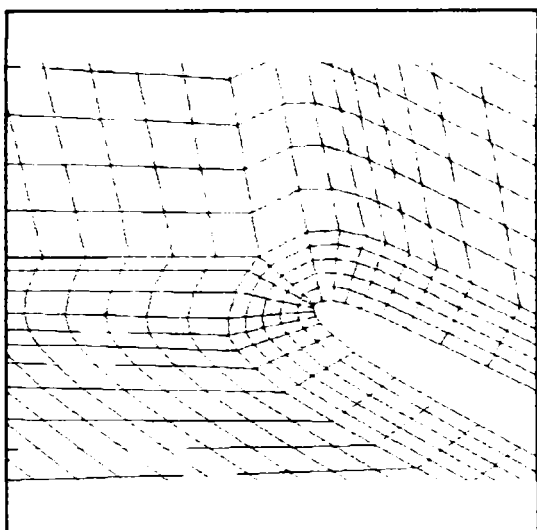
*Facilitățile oferite de aceste programe sunt:*

- calculul ariei minime de trecere a fluidului ("gâtuirea"), permițând afișajul vizual bi- sau tridimensional;
- modificarea interactivă a bordului de atac, respectiv de fugă;
- modificarea distribuției de unghiuri, grosimi, etc.;
- importul unei geometrii existente pe baza unor formate standard;
- exportul geometriei definitive către modulele de analiză, respectiv către fișiere CAD

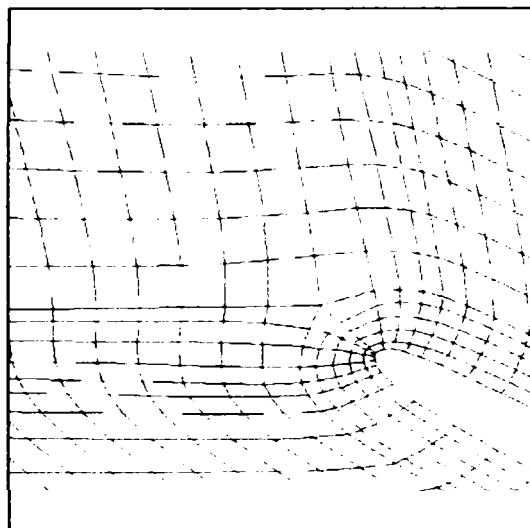
### **PR.2. CFX- TurboGrid**

CFX- TurboGrid este destinat creării de rețele de elemente finite de foarte bună calitate pentru paletaje cu geometrii periodice, reducând la minim intervenția utilizatorului. Programul are în componență modele standard ("șabloane") care pot fi folosite pentru a reduce timpul de generare a rețelei și pentru a optimiza rețeaua de elemente finite în cel mai scurt timp posibil.

Topologia rețelei poate fi controlată pornind de la unul din modelele standard, iar periodicitatea este asigurată atât din punct de vedere a topologiei cât și a frontierei fizice. Programul asigură existența puncte de control afișate în lungul curbelor, iar geometria care este supusă discretizării sub formă de elemente finite este arătată pe afișaj în două vederi bidimensionale ortogonale. De asemenea există opțiunea rafinării automate a rețelei în zonele semnificative (bord de atac, bord de fugă) – **fig.1.9** și a netezirii rețelei astfel obținute – **fig.1.10**.



**Fig.1.9. Rafinarea rețelei la bordul de atac**



**Fig.1.10. Netezirea rețelei la bordul de atac**

Prin “**rafinarea rețelei**” se va înțelege în cadrul prezentei teze creșterea numărului de elemente finite prin care se discretizează un anumit domeniu de control, iar prin “**netezire**” corectarea unghiurilor astfel încât ele să se apropie cât mai mult de un unghi drept, asigurându-se cel puțin un unghi de minim  $20^{\circ}$ .

*Facilitățile care se consideră a fi cele mai importante ale programului sunt:*

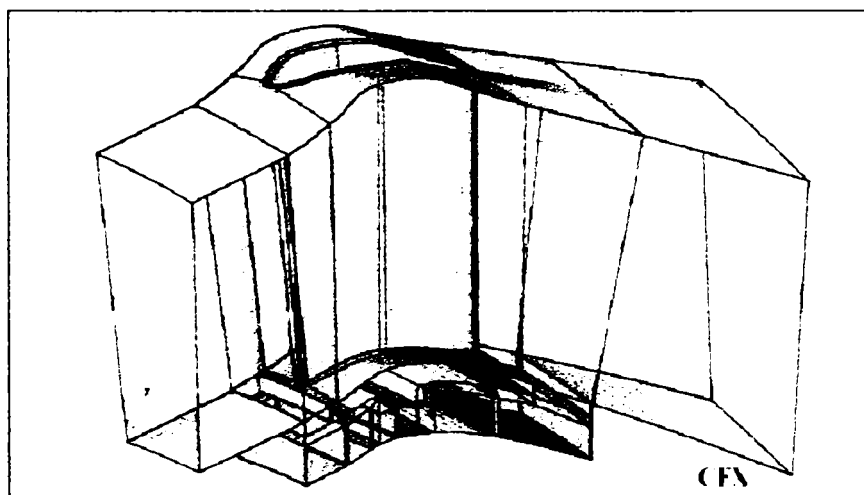
- Postprocesorul are opțiuni de evaluare a calității rețelei în vedere tridimensională, în canalul interpaletar și în plan meridian.
- Șabloanele disponibile acoperă toate tipurile de paletaje simple întâlnite în practica turbomașinilor, dar există și un șablon pentru palete tandem. Există șablon pentru descrierea și crearea rețelei în zonele de interstii.
- Se pot evidenția atât în timpul preprocesării cât și la postprocesare zonele de rețea de elemente finite cărora li se atașează condițiile la limită.
- Programul permite interconectarea rețelelor componente ale rețelelor multi-bloc și păstrează periodicitatea frontierelor.
- Programul CFX- TurboGrid cere ca profilele paletelor să fie situate pe suprafețe de revoluție, dar există o facilitate de intersecție care creează un set de profile pe suprafață de revoluție pornind de la un set de profile pe o suprafață spațială oarecare.

### **PR.3. CFX- HEXA (ICEM CFD HEXA)**

Programul este destinat realizării rețelelor de elemente finite pentru structuri neperiodice complexe (**fig.1.11**). Permite generarea de rețele pe baza unor geometrii existente într-un sistem CAD precum și optimizarea și postprocesarea rețelelor create.

Instrumentul de generare a rețelei oferă posibilitatea creării rețelei în următoarele formate parametrizate:

- bloc multistructural
- hexaedric nestructurat cu realizarea semiautomată de blocuri.



**Fig.1.11. Model structural complex cu rețea de elemente finite generate cu CFX- HEXA**

Facilitățile cele mai semnificative sunt:

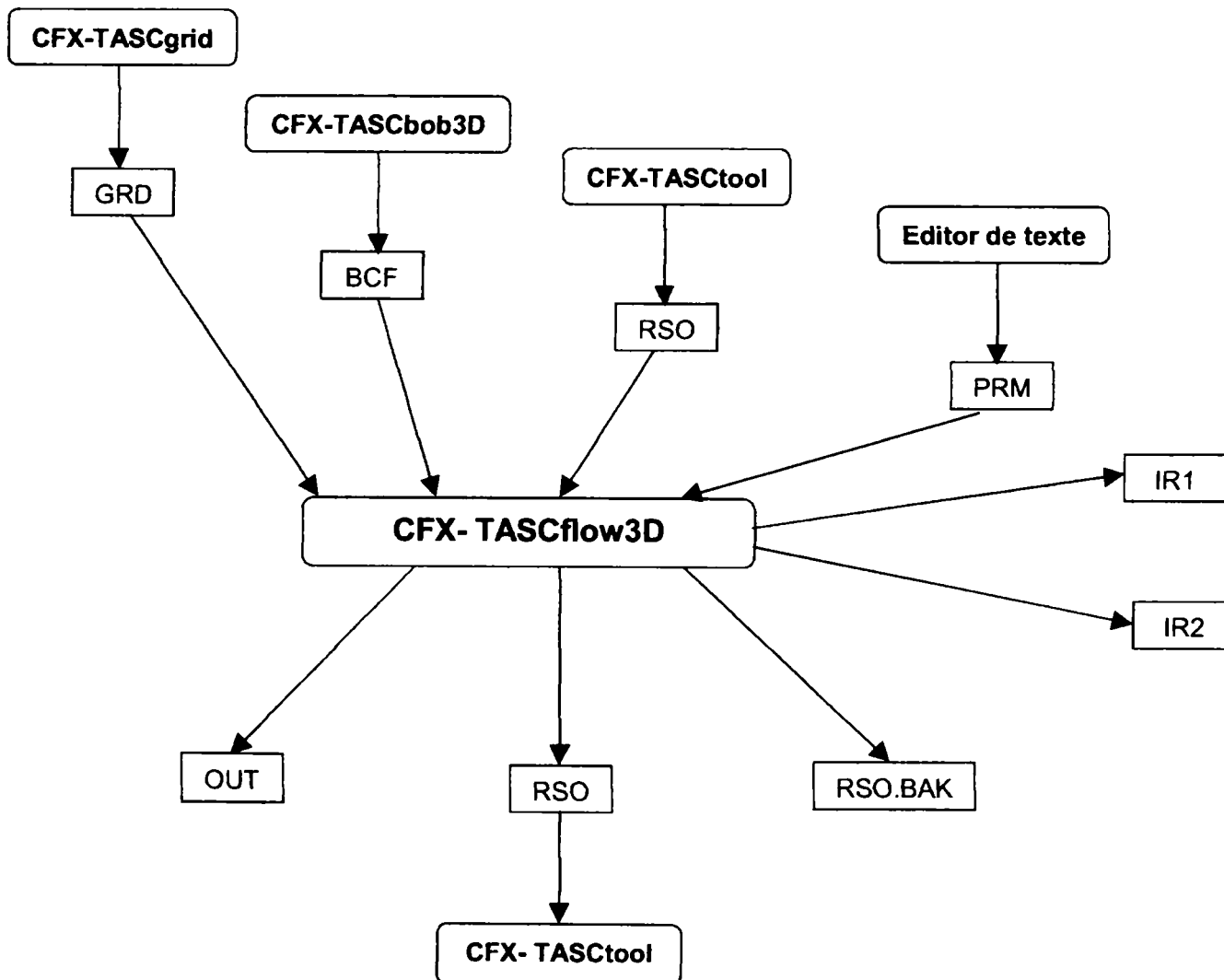
- concept unitar de introducere a geometriei inițiale;
- interfețe directe cu diferite sisteme CAD (Catia, Pro/E, Unigraphics, ICEM, etc.);
- interfețe standard pentru date furnizate de fișiere de tip IGES, DXF, etc.;
- concept unitar de generare a rețelei;
- interfață prietenoasă pentru utilizator.

#### PR.4. CFX- TASCflow

CFX- TASCflow este unul dintre cele mai moderne programe de predicție a curgerii fluidului. Este de fapt un sistem de programe, constând în mai multe coduri:

- a. Cod de bază (BCC)
- b. Cod de generare a rețelei (CFX- TASCgrid)
- c. Coduri de pre- și postprocesare: GUI, CFX-TASCbob3D, CFX- TASCtool.
- d. Modele adiționale: modul de urmărire a particulelor (LTM), modul de simulare a combustiei (RCS), modul de simulare transfer termic (CHT), modul de simulare cadru rotitor de referință (RFR), modul de simulare cadru multiplu rotitor (MFR), modul de simulare a regimurilor tranzitorii (TRS), modul de simulare a regimurilor subsonice, transsonice și supersonice (STS), modul de procesare paralelă (PAR), module de radiație termică.

Fluxul informațiilor în principalele module și structura principală a sistemului este prezentată în **fig.1.12**.



**Fig.1.12. Interacțiunea modulelor sistemului TASCflow**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

---

Semnificația notațiilor din **fig.1.12** este:

CFX-TASCgrid – generare rețele de elemente finite –rezultă fișiere GRD  
CFX-TASCbob3D – preprocesare – rezultă fișiere specifice BCF  
CFX-TASCtool – pre- și postprocesare – rezultă fișiere de "rezultate" RSO.  
GRD, RSO, RSO.BAK, PRM, OUT, IR1, IR2 – tipuri de fișiere realizate de programele constitutive

Din **fig.1.12**. se remarcă faptul că **modulul de bază** este simulatorul CFX-TASCflow3D. Metodele încorporate în realizarea acestuia sunt robuste, precise și eficiente.

- **Robustețea rezultă din:**
  - utilizarea unei tehnologii cuplate liniar pentru programul de soluționare (solver);
  - scheme de discretizare realizate pe baza fenomenului fizic;
  - liniarizare detaliată;
  - proceduri de integrare temporală complet implicite.
- **Precizia rezultă din:**
  - Volum de control complet conservativ obținut din asamblarea elementelor finite;
  - Posibilitatea utilizării unei discretizări de ordinul doi;
  - Profile precise accesibile pentru elementele finite;
  - Condiții de frontieră tratate corect;
  - Toleranță ridicată la neortogonalitatea rețelei.
  - Rezolvarea curgerii pe baza ecuației Navier-Stokes complete (curgere tridimensională, cu frecare)
- **Eficiența se datorează următoarelor aspecte:**
  - Utilizarea unei scheme de accelerații liniare multi- rețea;
  - Utilizarea unui sistem de rețele colocalizate;
  - Formularea variabilelor;
  - Verificarea extinsă a rulării.

În cadrul tezei se vor prezenta următoarele aspecte:

- Bazele teoretice ale modelării hidrodinamice și modul de implementare în pachetul de programe descris principial mai sus – CAPITOLUL 2
- Metodica de aplicare a pachetului de programe pentru simularea comportării unui model de turbină Kaplan și particularități ale implementării rezultate în urma experienței acumulate –CAPITOLUL 3
- Validarea metodelor de simulare pe baza încercărilor experimentale și posibilități de reducere a erorilor – CAPITOLUL 4
- Posibilități de optimizare virtuală a modelului – CAPITOLUL 5

Toate capitolele prezentei teze sunt rezultate ale cercetărilor efectuate de autorul tezei în cadrul Secției Cercetare Mașini Hidraulice a S.C. U.C.M. REȘIȚA S.A. .

Contribuția autorului în principiu constă din următoarele aspecte:

- cercetarea unor aspecte constructive și funcționale ale mașinilor hidraulice axiale condiționată de existența programelor evolute de modelare a hidrodinamicii turbinelor;
- calibrarea tehnicilor de modelare pe baza rezultatelor experimentale și cercetarea unor aplicabilități unor metode de reducere a erorilor de modelare;
- determinarea posibilităților de optimizare a utilizării pachetului de tehnici de modelare rezultate din experiența acumulată pe parcursul implementării metodei;
- caracterul interdisciplinar al lucrării;
- aplicabilitatea practică.

Cercetările și achiziția pachetului de programe au fost facilitate de derularea proiectului de cercetare aplicativă C1-116, contract nr. 1/2001

**"IMPLEMENTAREA TEHNOLOGIILOR INFORMATICE DE MODELARE ÎN CONCEPȚIA TURBINELOR HIDRAULICE ÎN VEDEREA CREȘTERII PERFORMANȚELOR ECHIPAMENTELOR".**

finanțat de Ministerul Educației și Cercetării și S.C. U.C.M. REȘIȚA S.A. în cadrul subprogramului "Societatea Informațională – INFOSOC" al Programului Național de Cercetare - Dezvoltare și Inovare.

---

**Drd.ing. SIGRID JIANU**  
**Conducător științific: Prof.Dr.Ing. Mircea BĂRGLĂZAN**

## CAP.2. BAZELE TEORETICE ALE MODELĂRII NUMERICE

### 2.1. Ecuațiile de bază ale hidrodinamicii aplicabile în modelarea numerică a turbinelor hidraulice

**Mediul fluid este definit** /1/ drept un mediu continuu, deformabil, care sub acțiunea unor forțe oricât de mici suferă deformații foarte mari, ireversibile.

**Mărimile care caracterizează proprietățile unui mediu fluid oarecare sunt:**

- masa specifică  $\rho_{med} = \Delta m / \Delta V$  (2.1.1)
- coeficientul de compresibilitate  $\beta_p = 1/E$  (2.1.2)
- vâscozitatea dinamică  $\mu$  (2.1.3)

**Clasificarea** mediilor fluide /1/, /29/, /30/ se bazează pe variația unora dintre aceste proprietăți în funcție de parametri fizici: presiune, temperatură și în funcție de timp.

- Prin lichid se va înțelege un mediu fluid care este continuu, deformabil și incompresibil.
- Prin lichid ideal se va înțelege un lichid cu vâscozitate nulă (se presupune absența frecărilor interne dintre straturile de lichid în mișcare).

Obiectul de interes în cazul de față îl reprezintă fluidul utilizat în funcționarea turbinelor hidraulice, APA, acceptată din punct de vedere al aplicațiilor curente ca fiind un fluid incompresibil, cu vâscozitate dinamică prezentă. În unele aplicații vâscozitatea este neglijată, drept pentru care există uzual două moduri de abordare din punct de vedere al modelului de fluid:

- **FLUID IDEAL ȘI INCOMPRESIBIL**
- **FLUID REAL ȘI INCOMPRESIBIL**

Mișcarea oricărui mediu fluid este guvernată de un grup de ecuații fundamentale /1/, /28/ ale dinamicii fluidelor care pot fi exprimate pentru descrierea materială (DM) sau descrierea spațială (DS), pentru un sistem inerțial sau neinerțial. Acestea sunt:

a. **Ecuația constitutivă. Aceasta reprezintă legătura între tensorul tensiunilor, al vitezelor de deformație și constantele fizice ale mediului fluid.**

- ❖ Ecuația constitutivă a **fluidului ideal** /1/, /29/ **incompresibil** este dată sintetic de ecuația:

$$\bar{T} = -p\bar{I} \quad (2.1.4)$$

- ❖ Ecuația constitutivă a unui fluid **incompresibil și vâscos** (fluid Navier-Stokes incompresibil) este dată de relația

$$\bar{T} = -p\bar{I} + 2\mu\bar{D} \quad (2.1.5)$$

În relațiile (2.1.4), respectiv (2.1.5)  $\bar{T}$  este tensorul tensiunilor,  $\bar{D}$  tensorul vitezelor de deformație,  $p$  presiunea hidrostatică, iar în relația (2.1.5)  $\mu$  semnifică vâscozitatea dinamică.

b. **Expresiile globale, respectiv locale ale următoarelor principii:**

#### b.1. Principiul conservării masei

Principiul conservării masei se enunță astfel: masa unui corp sau a oricărei părți a aceluși corp este o măsură scalară obiectivă. Expresia **LOCALĂ** a principiului conservării masei este **ECUAȚIA DE CONTINUITATE**. Pentru un **fluid incompresibil** în mișcare staționară ecuația de continuitate este dată de relația:

$$\nabla \cdot \bar{v} = 0 \quad (2.1.6)$$

În expresia (2.1.6),

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \bar{i} + \frac{\partial}{\partial y} \bar{j} + \frac{\partial}{\partial z} \bar{k}, \quad (2.1.6.1) \quad \text{iar}$$

$$\bar{v} = v_x \bar{i} + v_y \bar{j} + v_z \bar{k} \quad (2.1.6.2) \quad \text{reprezintă vectorul viteză, proiectat pe cele trei axe ale unui sistem de referință triortogonal drept } oxyz \text{ având versorii axelor } \bar{i}, \bar{j}, \bar{k}.$$

**b.2. Principiul obiectivității puterii mecanice**

Principiul obiectivității puterii mecanice este echivalent cu legile de mișcare Euler: ecuația impulsului și ecuația momentului impulsului. Forma locală a primei legi de mișcare Euler este **PRIMA ECUAȚIE DE MIȘCARE CAUCHY (2.1.7)**, iar forma locală a celei de-a doua legi de mișcare Euler este **A DOUĂ ECUAȚIE DE MIȘCARE CAUCHY (2.1.8)**.

$$\rho \frac{d\bar{v}}{dt} = \rho \bar{f} + \nabla \cdot \bar{T} \quad (2.1.7)$$

$$\bar{T} = \bar{T}^T \quad (2.1.8)$$

Cea de-a doua ecuație de mișcare Cauchy exprimă simetria tensorului tensiunilor tangențiale.

- ❖ **Ecuatia de mișcare a fluidului ideal incompresibil rezultă înlocuind în prima ecuație de mișcare Cauchy ecuația constitutivă (2.1.4) . Rezultă pentru mișcarea raportată la un sistem de referință absolut:**

$$\rho \frac{d\bar{v}}{dt} = \rho \bar{f} - \nabla p \quad (2.1.9)$$

echivalentă cu

$$\frac{d\bar{v}}{dt} = \bar{f} - \frac{1}{\rho} \nabla p \quad (2.1.10)$$

sau, proiectând ecuația (2.1.10) pe axele Ox,Oy și Oz ale sistemului de referință rezultă:

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.1.11.1)$$

$$\frac{dv_y}{dt} = \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.1.11.2)$$

$$\frac{dv_z}{dt} = \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2.1.11.3)$$

Dacă viteza este nulă, ecuațiile (2.1.11.1...3) devin ecuațiile de echilibru Euler.

- ❖ **Ecuatia de mișcare a fluidului real incompresibil rezultă înlocuind în prima ecuație de mișcare Cauchy ecuația constitutivă (2.1.5) și ținând cont de a două ecuație de mișcare Cauchy.**

Explicitând relația (2.1.5.) și ținând cont de simetria tensorului tensiunilor, rezultă pentru tensiunile normale:

$$t_{xx} = -p + 2\eta \frac{\partial v_x}{\partial x},$$

$$t_{yy} = -p + 2\eta \frac{\partial v_y}{\partial y} \quad (2.1.12)$$

$$t_{zz} = -p + 2\eta \frac{\partial v_z}{\partial z}$$

iar pentru tensiunile tangențiale:

$$t_{xy} = t_{yx} = \eta \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right),$$

$$t_{yz} = t_{zy} = \eta \left( \frac{\partial v_z}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) \quad (2.1.13)$$

$$t_{zx} = t_{xz} = \eta \left( \frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)$$

Apariția termenului legat de vâscozitate în grupul de relații (2.1.12) precum și în grupul de relații (2.1.13) constituie **diferența esențială între modelul fluidului real și modelul fluidului ideal**. Existența tensiunilor tangențiale este explicată de existența frecărilor între straturile de fluid, care generează vâscozitatea.

**Atunci pentru fluidul real incompresibil, ecuația de mișcare va deveni:**

$$\rho \frac{d\bar{v}}{dt} = \rho \bar{f} - \nabla p + \eta \Delta \bar{v} \quad (2.1.14)$$

$$\frac{d\bar{v}}{dt} = \bar{f} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \bar{v} \quad (2.1.15)$$

În relațiile (2.1.14) și (2.1.15),  $\Delta$  este operatorul Laplace, iar  $\nu$  vâscozitatea cinematică.

Ecuatiile descrise de relațiile (2.1.14) și (2.1.15) sunt expresii ale ecuației de mișcare Navier-Stokes.

Proiectând relația (2.1.15) pe axele unui sistem de coordonate triortogonal drept, rezultă:

$$\begin{aligned} \rho \frac{dv_x}{dt} &= \rho \left( \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = \rho f_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right), \\ \rho \frac{dv_y}{dt} &= \rho \left( \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = \rho f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left( \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right), \\ \rho \frac{dv_z}{dt} &= \rho \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = \rho f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2.1.16)$$

În cazul în care mișcarea este staționară, derivata locală a vitezei în raport cu timpul se anulează, iar grupul de ecuații (2.1.16) devine:

$$\begin{aligned} \rho \frac{dv_x}{dt} &= \rho \left( v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = \rho f_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right), \\ \rho \frac{dv_y}{dt} &= \rho \left( v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = \rho f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left( \frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right), \\ \rho \frac{dv_z}{dt} &= \rho \left( v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = \rho f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2.1.17)$$

Trebuie sesizat faptul că, spre deosebire de ecuațiile de tip Euler, ecuațiile Navier-Stokes prezintă o structură mult mai complexă, ele conținând și derivatele parțiale de ordinul doi ale proiecțiilor vitezelor în raport cu axele sistemului de coordonate.

**Din cele prezentate rezultă complexitatea sistemelor de ecuații diferențiale care descriu fenomenul fizic, chiar și pentru cazuri mai simple. Problematika rezolvării lor pe căi analitice este amplificată de complexitatea geometrică a domeniilor de control în care se desfășoară mișcarea.**

## 2.2. Coordonate curbilinii generalizate

Calculul câmpului hidrodinamic pentru domenii de forme complexe implică frontiere ale domeniilor care nu coincid cu sistemele carteziane.

Astfel de dificultăți justifică transformarea sistemului de coordonate din coordonate carteziane  $(x, y, z)$  din spațiul fizic într-un sistem de coordonate curbilinii generalizate  $(\xi, \eta, \zeta)$ . Utilizarea coordonatelor generalizate implică faptul că o regiune distorsionată din spațiu este transformată într-o regiune rectangulară în spațiul coordonatelor generalizate. Ecuațiile care guvernează fenomenul sunt exprimate în coordonate generalizate ca variabile independente și discretizarea se face în spațiul coordonatelor generalizate.

Se presupune că există o relație univocă între coordonatele generalizate și coordonatele fizice care poate fi scrisă sub forma:

$$\xi = \xi(x, y, z), \eta = \eta(x, y, z) \text{ și } \zeta = \zeta(x, y, z) \quad (2.2.1)$$

Date fiind relațiile funcționale (2.2.1), ecuațiile care descriu fenomenul pot fi transformate în ecuații corespondente conținând derivate parțiale în funcție de  $\xi, \eta, \zeta$ .

Pentru exemplificare, derivatele de ordinul întâi ale componentelor vitezei în funcție de  $x, y, z$  devin:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{\partial u}{\partial y} & \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial x} & \frac{\partial v}{\partial y} & \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial \xi} & \frac{\partial u}{\partial \eta} & \frac{\partial u}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial v}{\partial \xi} & \frac{\partial v}{\partial \eta} & \frac{\partial v}{\partial \zeta} \\ \frac{\partial w}{\partial \xi} & \frac{\partial w}{\partial \eta} & \frac{\partial w}{\partial \zeta} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \frac{\partial \xi}{\partial x} & \frac{\partial \xi}{\partial y} & \frac{\partial \xi}{\partial z} \\ \frac{\partial \eta}{\partial x} & \frac{\partial \eta}{\partial y} & \frac{\partial \eta}{\partial z} \\ \frac{\partial \zeta}{\partial x} & \frac{\partial \zeta}{\partial y} & \frac{\partial \zeta}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (2.2.2)$$

unde matricea Jacobi a transformării este:

$$\underline{J} \equiv \begin{bmatrix} \frac{\partial \xi}{\partial x} & \frac{\partial \xi}{\partial y} & \frac{\partial \xi}{\partial z} \\ \frac{\partial \eta}{\partial x} & \frac{\partial \eta}{\partial y} & \frac{\partial \eta}{\partial z} \\ \frac{\partial \zeta}{\partial x} & \frac{\partial \zeta}{\partial y} & \frac{\partial \zeta}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (2.2.3)$$

Principial, dacă există o relație analitică  $\xi = \xi(x, y, z)$ , elementele matricei  $\underline{J}$  pot fi evaluate direct.

În practică, aceasta uzual nu este disponibilă și atunci este mai convenabil să se lucreze cu inversa matricei  $\underline{J}^{-1}$ .

Se demonstrează (/12/) că schimbarea sistemului de coordonate nu modifică structura ecuației diferențiale cu derivate parțiale, caracterul ei conservându-se.



### 2.3. Transformarea ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale în sisteme de ecuații algebrice

Soluționarea ecuațiilor, respectiv a sistemelor de ecuații cu diferențiale cu derivate parțiale prin metode analitice este dificilă și aplicabilă doar în unele cazuri cu valoare practică foarte limitată. Metodele numerice realizează discretizarea acestor ecuații / sisteme, înțelegând prin aceasta transformarea lor în ecuații / sisteme algebrice pe domenii discretizate, iar soluția obținută reprezintă o aproximare a soluției exacte.

Cele mai uzuale metode de discretizare sunt: metoda diferențelor finite, metoda elementelor finite, metoda volumelor finite și metode spectrale. Modul de discretizare depinde și de natura problemei, în sensul că trebuie analizat dacă ecuațiile conțin derivate dependente de timp sau doar derivate spațiale. Practic, derivatele dependente de timp se discretizează aproape întotdeauna folosind metoda diferențelor finite. Derivatele spațiale pot fi discretizate prin toate cele trei metode.

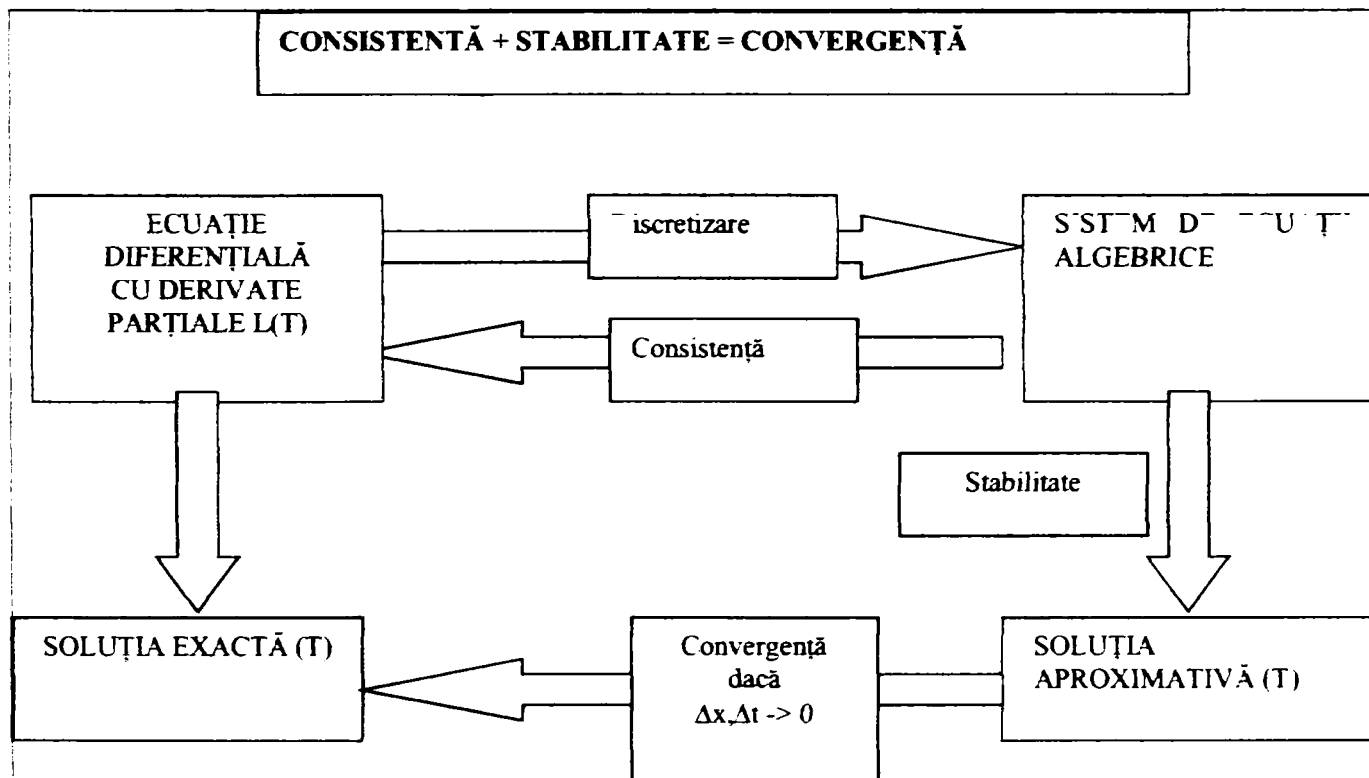
În urma transformării ecuațiilor / sistemelor inițiale cu derivate parțiale se obțin ecuații / sisteme de ecuații algebrice a căror soluție aproximează soluția ecuației / sistemului inițial.

#### Proprietăți ale soluțiilor sistemelor algebrice

Sistemele de ecuații algebrice rezultate din procesul de aproximare a ecuațiilor diferențiale sunt obținute pe o rețea finită de elemente. Se pune problema determinării proprietăților soluțiilor acestora, în sensul definirii noțiunilor de:

- \* **convergență,**
- \* **consistență,**
- \* **stabilitate,**
- \* **acuratețe (precizie),**
- \* **“randament” de calcul.**

Relația conceptuală între aceste noțiuni este dată în **fig 2.3.1**.



**Fig.2.3.1. Relația conceptuală între consistență, stabilitate și convergență**

### CONVERGENȚA

O soluție a ecuațiilor algebrice care aproximează a ecuație diferențială dată cu derivate parțiale se spune că este **CONVERGENTĂ** dacă soluția aproximativă se apropie de soluția exactă pentru fiecare valoare a variabilei independente atunci când pasul rețelei tinde către zero.

Deci se impune ca:

$$T_j^n \rightarrow \bar{T}(x_j, t_n) \text{ dacă } \Delta x, \Delta t \rightarrow 0 \quad (2.3.1)$$

**Diferența între soluția exactă a ecuației diferențiale cu derivate parțiale și soluția exactă a sistemului de ecuații algebrice este numită EROAREA SOLUȚIEI și se notează cu:**

$$e_j^n = \bar{T}(x_j, t_n) - T_j^n \quad (2.3.2)$$

Demonstrația faptului că o soluție a sistemului de ecuații algebrice converge către soluția ecuației diferențiale cu derivate parțiale este dificilă, chiar și pentru probleme simple. Pentru unele cazuri simple, convergența poate fi stabilită direct, utilizând teorema de echivalență LAX: "Dată fiind o problemă liniară și o aproximare prin diferență finită care satisface condiția de consistență, condiția necesară și suficientă pentru convergență este stabilitatea."

Teorema este importantă, dar pentru problemele neliniare nu poate fi riguros aplicată. Ea asigură pentru toate clasele de probleme condiția necesară, dar nu întotdeauna și condiția suficientă.

### CONSISTENȚA

Sistemul de ecuații algebrice se spune că este **CONSISTENT** față de ecuația diferențială cu derivate parțiale de bază, dacă atunci când pasul rețelei de discretizare tinde către zero, sistemul de ecuații algebrice este echivalent în orice punct cu ecuația diferențială de bază.

Mecanismul de testare a consistenței cere substituirea soluției exacte în ecuațiile algebrice rezultând prin discretizare și exprimarea tuturor valorilor nodale în serie Taylor. Pentru a îndeplini condiția de consistență expresiile rezultate ar trebui să conștie în ecuația diferențială de bază plus un rest. Structura restului trebuie să fie de așa natură încât valoarea restului să tindă către zero la rafinarea rețelei.

### STABILITATEA

Stabilitatea se definește ca tendință de reducere a efectului oricărei perturbații asupra soluției sistemului de ecuații algebrice. Conceptul de stabilitate se referă la creșterea sau descreșterea erorilor introduse la orice nivel al calculului. În acest context, erorile care apar ca perturbații nu se datorează logicii incorecte, ci aproximărilor numărului de zecimale. Pentru determinarea stabilității se folosesc metode matriciale.

### ACURATEȚEA (PRECIZIA) SOLUȚIEI

În practica uzuală se obțin soluții aproximative pe o rețea finită de elemente și precizia corespunzătoare este foarte importantă. Determinarea consistenței duce la o expresie explicită a erorii. ordinul erorii va coincide de obicei cu eroarea soluției dacă rețeaua este suficient de fină și condițiile la limită sunt suficient de precise.

### "RANDAMENTUL" (EFICIENȚA) CALCULULUI

Problema obținerii unei anumite precizii cu un anumit algoritm este în strânsă legătură cu eficiența de calcul a algoritmului respectiv.

**"RANDAMENTUL" (EFICIENȚA) DE CALCUL** poate fi exprimat ca precizia obținută pentru o anumită durată de execuție. Astfel un algoritm care obține o precizie modestă pe o rețea grosieră într-un timp de execuție redus poate fi la fel de eficient din punct de vedere al calculului ca și un alt algoritm care duce la o precizie mai ridicată pe o rețea fină într-un timp de execuție mai mare.

Eficiența calculului poate fi definită prin relația:

$$CE \equiv \frac{k}{\varepsilon CPT} \quad (2.3.3)$$

în care  $\varepsilon$  este eroarea soluției aproximative și CPT timpul de execuție (timpul CPU).

**2.4. Modele de turbulență**

Mișcarea reală în turbomașini este uzual turbulentă, acest fapt însemnând că orice mărime instantanee poate fi descompusă într-o mărime medie și o mărime fluctuantă conform relației generale (2.4.1):

$$\underbrace{\phi(x_i, t)}_{\text{val. instantanee}} = \underbrace{\langle \phi(x_i, t) \rangle}_{\text{valoare medie}} + \underbrace{\phi'(x_i, t)}_{\text{valoare fluctuantă}} \quad \text{cu } \langle \phi' \rangle = 0 \quad (2.4.1)$$

în timpul  $t$  și în lungul coordonatelor spațiale  $x_i = x, y, z$ . Valoarea medie din relația (2.4.1) poate fi obținută folosind o procedură de mediere de ansamblu conform relației (2.4.2):

$$\langle \phi(x_i, t) \rangle = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N W \phi(x_i, t)_n \quad (2.4.2)$$

sau, în cazul fenomenelor staționare o formulă de mediere temporală (2.4.3):

$$\langle \phi(x_i, t) \rangle = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} W \phi(x_i, t) dt \quad (2.4.3)$$

Obținerea ecuațiilor mediate se face prin înlocuirea valorii instantanee cu o valoare medie și o valoare fluctuantă în ecuațiile exacte și medierea ecuațiilor rezultante. Medierea termenilor neliniari generează noi termeni, aceștia fiind funcțiile de corelație între diferitele valori fluctuante.

Medierea folosită în hidrodinamica fluidelor incompresibile este medierea convențională (Reynolds), pentru fluide compresibile folosindu-se medierea Favre.

Legile de mediere Reynolds se obțin punând valoarea  $W=1$  în relația (2.4.2). În acest caz, ecuația (2.4.2) se scrie sub forma:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad \text{cu } \bar{\phi}' = 0 \quad (2.4.4)$$

Considerând  $A$  și  $B$  mărimi turbulente, rezultă următoarele reguli de mediere:

$$\overline{\bar{A}} = \bar{A} \quad (2.4.6)$$

$$\overline{A + B} = \bar{A} + \bar{B} \quad (2.4.7)$$

$$\overline{A b'} = 0 \quad (2.4.8)$$

$$\overline{A b'} = \overline{(\bar{A} + a') b'} = \bar{A} \bar{b}' + \overline{a' b'} = \overline{a' b'} \quad (2.4.9)$$

$$\overline{AB} = \overline{(\bar{A} + a')(\bar{B} + b')} = \bar{A} \bar{B} + \overline{a' b'} \quad (2.4.10)$$

$$\frac{\partial^n \bar{A}}{\partial x^n} = \frac{\partial^n \bar{A}}{\partial x^n} \quad (2.4.11)$$

Atunci, principalele ecuații care descriu mișcarea fluidului în turbina hidraulică pot fi exprimate sub formă mediată astfel:

- Ecuația conservării masei (ecuația de continuitate):

$$\frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.4.12)$$

Ecuația este scrisă pentru fluidul incompresibil, iar  $U_j$  reprezintă componentele vitezei după coordonatele  $x_j$ .

- Ecuația conservării impulsului:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = \frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (2.4.13)$$

Termenii din partea dreaptă reprezintă componentele în lungul direcțiilor  $x_i$  a forțelor de presiune  $P$ , tensorului tensiunilor și forța gravitațională. Pentru un fluid newtonian, tensorul tensiunilor este dat de relația sintetică:

$$\tau_{ij} = -\mu \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.4.14)$$

În cazul curgerii într-un sistem de referință neinertial (în mișcare de rotație) se ține cont de efectul forțelor Coriolis și centripete:

$$\vec{f}_i = - \left( 2\vec{\Omega} \times \vec{U} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \right) \quad (2.4.15)$$

Medierea Reynolds a ecuației impulsului are expresia:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{ij} + \rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (2.4.16)$$

iar tensorul tensiunilor mediat este dat de relația:

$$\bar{\tau}_{ij} = -\mu \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.4.17)$$

- Ecuația conservării energiei pentru fluide incompresibile are următoarele expresii mediate pentru entalpia medie totală și entalpia statică:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{H}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{U}_j \bar{H}) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{Q}_j + \rho \overline{u_j' H'}) \quad (2.4.18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{h}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{U}_j \bar{h}) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{Q}_j + \rho \overline{u_j' h'}) \quad (2.4.19)$$

Entalpia medie și entalpia fluctuantă se definesc cu relațiile:

$$\bar{H} = \bar{h} + \frac{\overline{U_i U_i}}{2} = \bar{h} + \frac{\overline{U_i U_i}}{2} + \frac{\overline{u_i' u_i'}}{2} = \bar{h} + \frac{\overline{U_i U_i}}{2} + k \quad (2.4.20)$$

$$H' = h' + \overline{U_i} u_i' + \frac{u_i' u_i'}{2} - k \quad (2.4.21)$$

în care  $k$  reprezintă energia cinetică turbulentă pentru curgerea unui fluid incompresibil.

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Ecuțiile de bază introduc tensiunile Reynolds și ca o consecință rezolvarea problemei închiderii, care rezultă din medierea temporală a ecuațiilor Navier-Stokes. Necesitatea de a introduce modele de turbulență rezultate din criterii statistice rezultă din termenii neliniari din ecuațiile impulsului și energiei. Pentru a evita rezolvarea tuturor scârilor de timp aferente turbulenței, ecuațiile sunt mediate statistic, rezultând noi cantități necunoscute. Noile ecuații de transport derivate din cantitățile necunoscute duc din nou la alte necunoscute. Precizarea valorilor pentru acestea se face pe baza unor mărimi cunoscute. Nivelul la care se închide sistemul de ecuații și numărul de ecuații suplimentare definesc tipul modelului de turbulență și pot fi utilizate pentru clasificarea modelelor de turbulență.

Modelele de turbulență de două ecuații sunt folosite pe scară largă, deoarece ele oferă un compromis acceptabil între volumul de calcule numerice și precizie. Modelele de două ecuații  $k-\epsilon$  și  $k-\omega$  folosesc ipoteza difuziei gradientului pentru a lega tensiunile Reynolds de gradientii de viteză și vâscozitatea turbulentă. Vâscozitatea turbulentă este modelată ca produs a unei viteze turbulente și a unei lungimi. În modelele de două ecuații, viteza turbulentă este calculată din energia cinetică turbulentă, care rezultă din soluționarea ecuației de transport. Scara de lungimi este estimată din două proprietăți ale câmpului de turbulență, de obicei energia cinetică și disipația. Disipația energiei cinetice este dată de soluția ecuației de transport.

Modelele de două ecuații oferă predicții satisfăcătoare în multe cazuri de aplicații inginerești, dar sunt aplicații în care aceste modele nu corespund, de exemplu:

- curgeri cu schimbarea bruscă a secțiunii;
- curgeri în lungul unor suprafețe curbate;
- curgeri în fluide în rotație;
- curgeri cu separarea stratului limită.

Slăbiciunile modelelor de două ecuații au dus la un număr de modificări și îmbunătățiri ale modelului. O contribuție însemnată în acest sens este modelul  $k-\omega$  bazat pe transportul tensiunilor tangențiale (SST). El ține cont de transportul tensiunilor tangențiale turbulente și oferă predicții precise pentru fenomenul de separare la diferiți gradienti de presiune.

Comparația dintre modelele  $k-\epsilon$  și  $k-\omega$  este prezentată în **tabelul 2.4.1.**

**Tab.2.4.1. Comparație sintetică între modelele de turbulență  $k-\epsilon$  și  $k-\omega$**

<b>Model / Criteriu</b>	<b><math>k-\omega</math></b>	<b><math>k-\epsilon</math></b>
Substratul vâscos	- simplu - robust - exact	- rigid - precizie scăzută - complex
Domeniul logaritmic	- exact	- turbulență prea ridicată la gradienti pozitivi de presiune
Domeniul de tranziție	- nu ține cont de efectele de transport	- nu ține cont de efectele de transport
Frontiera stratului limită	- sensibil la curgerea liberă	- independent

Deoarece modelele prezentate nu satisfac întru totul pretențiile proceselor reale, în multe cazuri se aplică **modelul tensorului tensiunilor de forfecare (SST)**, care este o combinație a ambelor modele. Este un model zonal, caracterizat de utilizarea modelului  $k-\omega$  în apropierea peretelui și a modelului  $k-\epsilon$  în restul domeniului.

Aduce modificări la calculul lui  $c_p$  pentru calculul exact al curgerii cu gradienti de presiune.

## 2.5. Caracteristici specifice tehnicilor de modelare utilizate

Programele constitutive ale tehnicii de modelare sunt concepute pentru rezolvarea problemelor complexe legate de curgerea fluidelor. Se vor trece în revistă în continuare principalele caracteristici ale programelor utilizate cu precădere din punct de vedere al rețelelor de elemente finite pe care se lucrează, precum și a tehnicilor de rezolvare folosite.

Programul CFX-TASCflow se bazează pe o metodă de volume finite, dar discretizarea domeniului este o reprezentare de tip rețea de elemente finite pentru geometrie. Avantajul acestui mod de abordare este că se reține mult din caracterul flexibil caracteristic metodelor de elemente finite coroborat cu proprietățile de conservare ale metodei volumelor finite.

În ecuațiile de bază ale mișcării fluidului ecuația energiei este înlocuită de o ecuație scalară de transport. Metoda volumelor finite integrează aceste ecuații pe un volum de control fixat, care, conform teoremei Gauss rezultă din:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dv + \int_S \rho u_j dn_j = 0 \quad (2.5.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u_i dv + \int_S \rho u_j u_i dn_j = - \int_S p dn_i + \int_S \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{u_i} dv \quad (2.5.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dv + \int_S \rho u_j \phi dn_j = \int_S \Gamma_{\text{eff}} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\phi dv \quad (2.5.3)$$

În relațiile (2.5.1) ... (2.5.3)  $v$  și  $s$  denotă volumul de control, respectiv de suprafață de flux și  $dn_i$  vectorii suprafață orientată după direcțiile "i". Integralele de suprafață sunt integrări ale fluxurilor cantităților conservate, iar integralele de volum reprezintă termenii sursă.

Domeniul de calcul este discretizat în elemente, iar suprafețele de control sunt definite de planele mediane. Procedeele creează un volum de control pentru fiecare nod, cu frontiera fiecărui volum de control interior definită de opt elemente liniare bidimensionale și 24 de suprafețe tridimensionale.

Ecuațiile integrale (2.5.1) ... (2.5.3) sunt aplicate fiecărui volum de control creat prin această metodă. Integralele de volum se convertesc ușor într-o formă de sume, conform relațiilor (2.5.4) ... (2.5.7).

$$\rho V \left( \frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (2.5.4)$$

$$\rho V \left( \frac{u_i - u_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left( \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{u_i}} V \quad (2.5.5)$$

$$\rho V \left( \frac{\phi - \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left( \Gamma_{\text{eff}} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_\phi} V \quad (2.5.6)$$

În relațiile de mai sus s-a folosit notația:

$$\dot{m}_{ip} = (\rho u_j \Delta n_j)_{ip}^0 \quad (2.5.7)$$

Toate componentele vitezei sunt mărimi carteziane. Aceasta simplifică discretizarea și condiția este impusă de abordarea conservativă. Formularea duce la erori numerice mici pe rețele oarecare. Fluxurile fiind evaluate în punctele de integrare, care aparțin unor volume de control adiacente, sunt conservate (fluxul care "iese" dintr-un volum de control "intră" în volum de control adiacent).

Timpul este caracterizat de pasul

$$\rho V \left( \frac{\phi - \phi^0}{\Delta t} \right),$$

care constituie o aproximare Euler de ordinul întâi "spre înapoi", robustă, implicită și facil de implementat. Aceasta înseamnă că regimurile tranzitorii sunt calculate printr-o aproximare de ordinul întâi. Oricum, termenul este nul în cazul regimurilor staționare,

Gradientul de presiune este evaluat prin expresia  $(P \Delta n_i)_{ip}$ , folosind funcțiile de formă:

$$P_{ip} = \sum_n N_n(s_{ip}, t_{ip}, u_{ip}) P_n \quad (2.5.8)$$

Ele pot fi evaluate în fiecare punct de integrare (interpolare trilineară reală) sau în locul în care suprafața ip intersectează colțul elementului (integrare liniară). În primul caz se obține o valoare mai precisă, dar de obicei este suficientă interpolarea liniară.

Pentru reprezentarea discretizată a ecuațiilor de conservare se poate folosi o rețea decalată în care poziția fiecărui volum de control diferă față de volumul de control inițial. Se evită astfel "decuplarea" presiunii.

Acest neajuns poate fi evitat însă și prin folosirea unei rețele nedecalate, colocata, care prezintă următoarele **avantaje**:

- Folosirea coordonatelor carteziane pentru descrierea variației spațiale a variabilelor permite tratarea simplă a geometriei complexe.
- Conservarea componentelor carteziane ale impulsului asigură conservarea impulsului în ecuațiile discretizate.
- Volumul de control este comun pentru ecuația de continuitate, ecuația impulsului și a energiei și se elimină un volum mare de calcule care ar fi trebuit repetate pentru diferitele volume de control ale unei rețele decalate.
- Nu apar ambiguități la reprezentarea algebrică a condițiilor de frontieră.

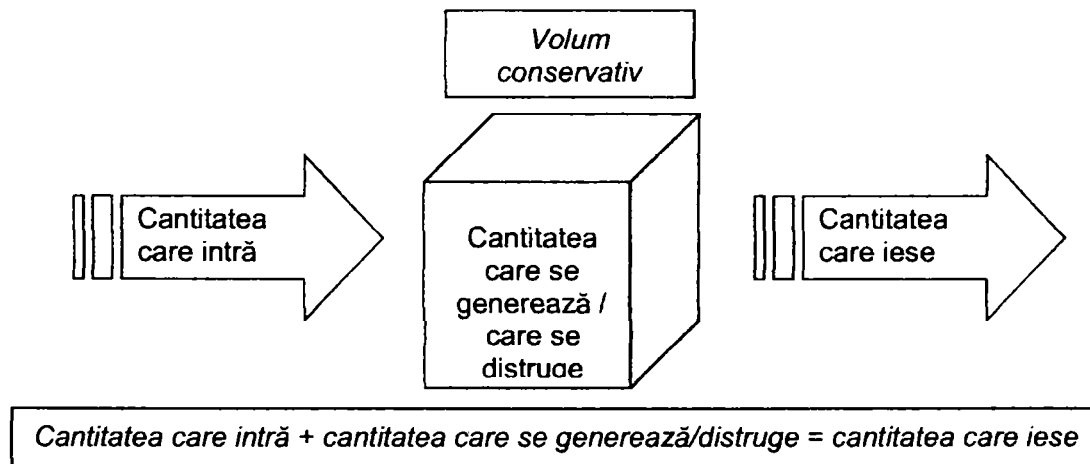
## 2.6. O sinteză a teoriei modelării numerice și avantajele metodei utilizate

După cum rezultă din paragrafele anterioare ale prezentului capitol, soluționarea matematică a ecuațiilor care caracterizează curgerea fluidului în mașinile hidraulice este dificilă generând ecuații diferențiale cu derivate parțiale care necesită integrarea pe volume de control având o geometrie complexă. Se impune deci folosirea unor metode numerice de modelare hidrodinamică.

Modelarea numerică implică deci următoarele etape:

- Stabilirea modelului fizic care descrie cel mai corect fenomenul (curgere turbulentă tridimensională, cu frecare a unui fluid incompresibil) –din această etapă rezultă ecuațiile care trebuie rezolvate pe domeniul de control)
- Transformarea domeniului pe care se analizează curgerea în structuri geometrice simple de tip "element finit" (diferențe finite, arii finite sau volume finite) – discretizarea domeniului de calcul
- Soluționarea ecuațiilor prin metode numerice care pe de-o parte să fie precise, dar pe de altă parte să optimizeze "efortul" de calcul – transformarea sistemelor de ecuații diferențiale cu derivate parțiale în sisteme algebrice liniare
- Analiza și interpretarea rezultatelor, comparație cu rezultate experimentale

Modelul fizic care descrie fenomenele fizice din turbinele hidraulice se bazează pe legile conservării masei, impulsului, energiei, etc. Metoda numerică utilizată aplică aceste legi fundamentale la volume de conservare, pe principiul schițat în **fig.2.6.1**:



**Fig.2.6.1. Principiul utilizării volumelor de conservare**

Rețeaua de elemente finite care reprezintă discretizarea spațiului de simulare definește volumele de conservare. Condițiile limită sunt impuse de utilizator, iar ecuațiile de conservare descriu conexiunile dintre volumele de conservare adiacente.

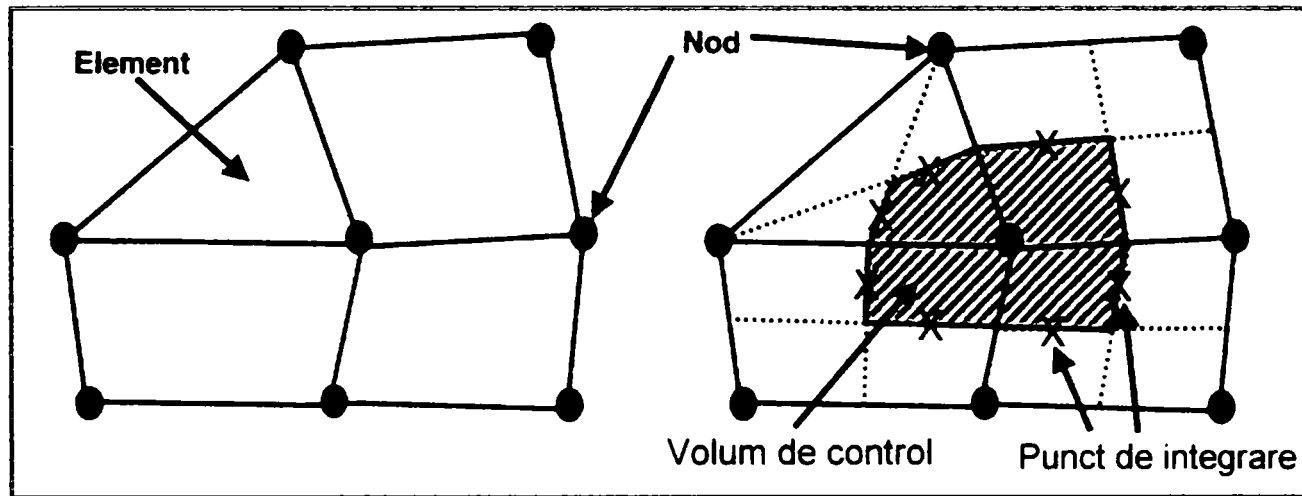
Dificultatea acestei abordări este generată de faptul că ecuațiile curgerii sunt complexe și neliniare, existând:

- un set de ecuații cuplate, neliniare, conținând derivate parțiale;
- nu există soluții analitice pentru aceste ecuații, și atunci se folosesc metodele de discretizare prezentate în paragrafele anterioare.

Tehnica de modelare care se utilizează folosește o metodă de volume finite bazate pe elemente, caracterizată de următoarele aspecte:

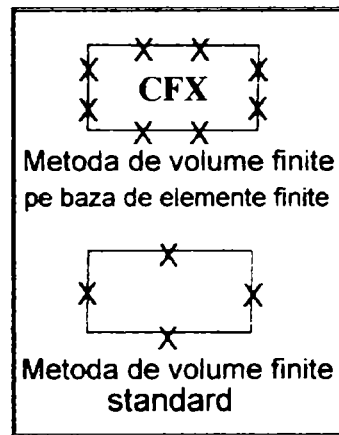
- Volumele de control se formează în jurul nodurilor prin subdivizarea elementelor învecinate.
- Curgerea afluentă și efluentă înspre / dinspre volumul de control se evaluează în punctele de integrare (**fig.2.6.2**).





**Fig.2.6.2. Dispunerea punctelor de integrare**

Comparativ cu o metodă standard de volume finite, acest mod de abordare permite o predicție mai precisă a gradientilor diferitelor mărimi fizice de interes datorită existenței unui număr mai mare de puncte de integrare pe fețele volumului de control (**fig.2.6.3**).



**Fig.2.6.3. Comparație între numărul punctelor de integrare pe fețele volumului de control**

Ecuțiile de conservare mediate utilizate sunt:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + S_{u_i} \quad (2.6.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{\text{eff}} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_{\phi}$$

iar integrarea lor pe volume de control duce la:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dv + \int_S \rho u_j dn_j &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u_i dv + \int_S \rho u_i u_j dn_j &= - \int_S p dn_j + \int_S \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{u_i} dv \\ \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dv + \int_S \rho u_j \phi dn_j &= \int_S \Gamma_{\text{eff}} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_o dv \end{aligned} \quad (2.6.2)$$

Transformarea ecuațiilor din grupul (2.6.2) duce la relațiile liniare:

$$\begin{aligned} \rho V \left( \frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} &= 0 \\ \rho V \left( \frac{u_i - u_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} (u_i)_{ip} &= \sum_{ip} (p \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left( \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{u_i}} V \\ \rho V \left( \frac{\phi - \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} u_{ip} &= \sum_{ip} \left( \Gamma_{\text{eff}} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_o} V \end{aligned} \quad (2.6.3)$$

iar liniarizarea se face sub forma:

$$a_p \phi_p = a_1 \phi_1 + a_2 \phi_2 + a_3 \phi_3 + \dots + a_N \phi_N + b_p \quad (2.6.4)$$

în care coeficienții  $a_i$  sunt funcții, care se determină din:

$$\sum_{i=1}^{nb} a_{i,nb} \phi_{nb} = b_i \quad (2.6.5)$$

Rezultatul procesului de discretizare este un set de ecuații algebrice care trebuie soluționate:

- Există un număr mare de ecuații (o ecuație pentru fiecare necunoscută  $u, v, w$ , etc. în fiecare nod).
- Ecuațiile sunt cuplate, deci fiecare ecuație conține mai mult de o variabilă, deci ele sunt interconectate.
- Ecuațiile sunt liniarizate; neliniaritatea este conținută în coeficienți și aceștia depind de soluție. Se impune o rezolvare iterativă folosind coeficienții calculați în cadrul iterației precedente.

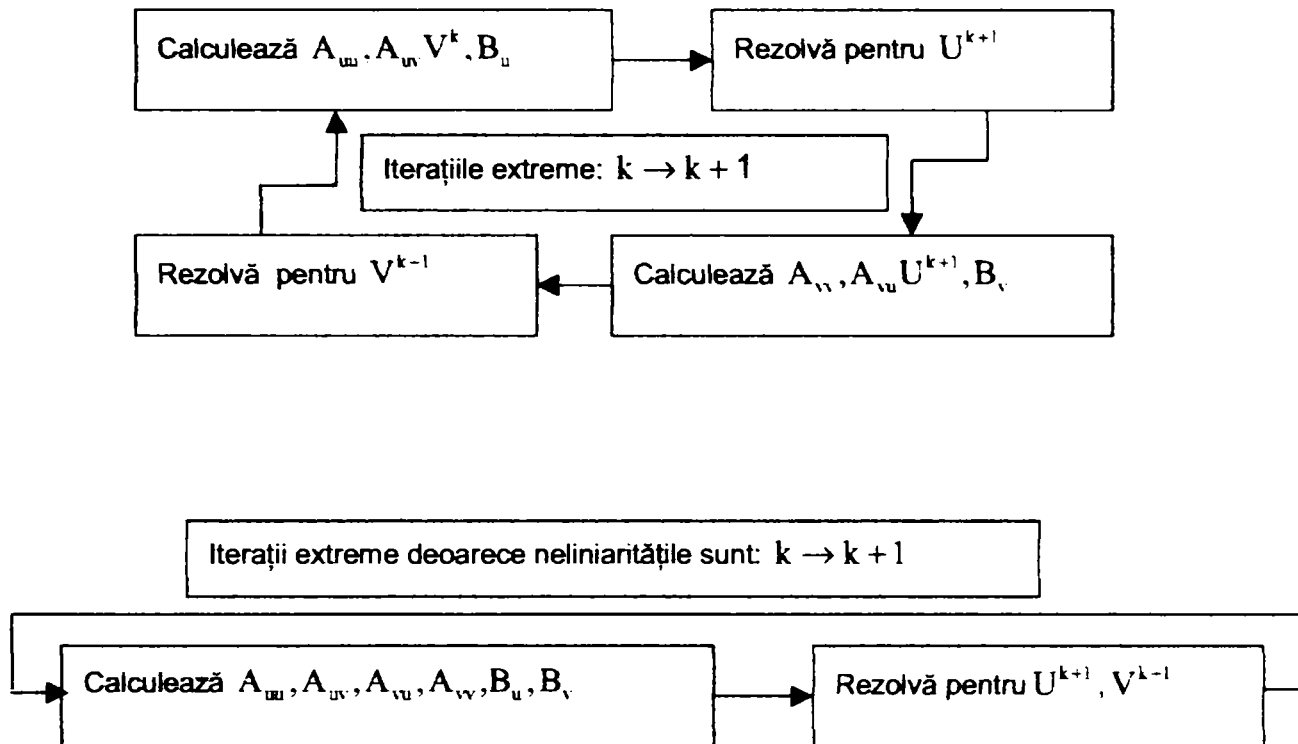
Metoda de soluționare este deci iterativă, nu sunt necesare soluții directe la fiecare iterație, coeficienții fiind o funcție a soluției. Privind natura ecuațiilor discretizate se precizează faptul că LOCAL, ecuațiile sunt interdependente, o abordare a acestui aspect impunând o rezolvare simultană a ecuațiilor; abordarea secvențială este dezavantajoasă, ducând la creșterea duratei procesului de rezolvare. La nivel GLOBAL trebuie asigurată propagarea informației în întregul domeniu de calcul, deci condițiile limită trebuie corelate între ele. Aceste cerințe pot fi satisfăcute simultan utilizând o metodă de soluționare cuplată, algebrică pe rețele multiple.

Un sistem generic cuplat este descris de (2.6.6).

$$\begin{pmatrix} A_{uu} & A_{uv} \\ A_{vu} & A_{vv} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} U \\ V \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} B_u \\ B_v \end{pmatrix} \quad (2.6.6)$$

Strategia de soluționare prin segregare este descrisă de schema din *fig. 2.6.4.*, iar strategia de soluționare prin cuplare de *fig.2.6.5.*

**Fig.2.6.4. Principiul strategiei de rezolvare prin segregare**



**Fig.2.6.5. Principiul strategiei de rezolvare prin cuplare**

Soluționarea unui sistem cuplat duce la o matrice "mare" în locul a patru matrici de dimensiuni reduse. Presiunea și viteza se determină în aceeași iterație. Acest mod de abordare duce la creșterea robusteții. Necesită un efort de calcul mai mare pentru fiecare iterație, dar numărul de iterații este mult mai mic, ducând în final la un câștig de timp în obținerea soluției (2.6.7)

$$\begin{bmatrix} a_{C_1C_1} & a_{C_1C_2} & a_{C_1C_3} & a_{C_1P} \\ a_{C_2C_1} & a_{C_2C_2} & a_{C_2C_3} & a_{C_2P} \\ a_{C_3C_1} & a_{C_3C_2} & a_{C_3C_3} & a_{C_3P} \\ a_{PC_1} & a_{PC_2} & a_{PC_3} & a_{PP} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{C_1} \\ b_{C_2} \\ b_{C_3} \\ b_P \end{bmatrix} \quad (2.6.7)$$

În plus apare avantajul că durata de calcul pentru această metodă de soluționare este proporțională cu numărul de noduri: dublând finețea rețelei, timpul de rezolvare se dublează. Pentru alte metode de soluționare această proporționalitate nu se păstrează, unele ducând la proporționalitate directă cu pătratul numărului de noduri. Acest aspect va fi analizat și verificat în cadrul prezentei teze.

### **CAP.3. IMPLEMENTAREA TEHNICILOR INFORMATICE DE MODELARE NUMERICĂ PENTRU UN MODEL DE TURBINĂ KAPLAN**

Etapile de aplicare depind de programul de analiză folosit. Programele de analiză, conform celor prezentate în capitolul 1 al prezentei teze sunt:

- a. CFX-BladeGenPlus
  - b. CFX-TASCflow
- 
- a. Programul CFX-BladeGenPlus este un program de analiză rapidă, destinat în exclusivitate componentelor paletate (stator, aparat director și rotor). Utilizarea lui comportă următoarele etape:
    - Realizarea interfeței CAD - CFX-BladeGen (sau import direct din CFX-BladeGen)
    - Generarea automată a rețelelor de elemente finite (programul generează rețele nestructurate)
    - Selecția cazului (introducerea parametrilor specifici regimului analizat)
    - Rezolvare și afișare rezultate.
  - b. Programul CFX-TASCflow, program performant care permite analiza separată a tuturor componentelor, dar și a ansamblului mașinii, se utilizează în următoarele etape:
    - Realizarea interfeței CAD – program de generare rețele de elemente finite (CFX-TurboGrid pentru elementele paletate, ICEM CFX-HEXA pentru elementele nepaletate)
    - Generarea rețelelor de elemente finite și asamblarea lor dacă se efectuează analiza mai multor componente înseriate
    - Introducerea datelor specifice regimului de funcționare
    - Analiză și afișare rezultate.

#### **3.1.1. Realizarea fișierelor CAD și exportul de date**

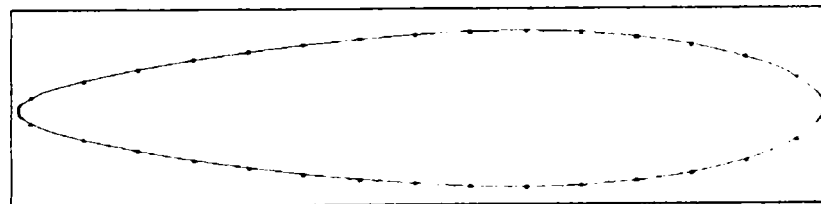
I. În ambele cazuri, prima etapă constă în **realizarea interfeței CAD – program de generare rețele de elemente finite**. Programul CAD utilizat pentru modelarea elementelor constitutive este Bentley Microstation 95. Acesta permite obținerea de entități geometrice tridimensionale de mare complexitate, entități ce pot fi de tip suprafață sau solid. Interfațarea se face simplu, prin exportul fișierelor CAD sub format IGES. **Formatul "IGES" este un format standard internațional destinat schimbului de date între diferite sisteme CAD/CAM.** IGES este un standard ANSI susținut de către organizația IGES/PDES (IPO), aflat sub îndrumarea Institutului Național de Standarde și Tehnologie al S.U.A. Standardul IGES sprijină o întreagă gamă de entități, pornind de la simple linii până la suprafețe complexe. Generarea fișierelor de tip IGES se realizează în funcție de componentă astfel:

##### **Stator**

Principalele elemente ale statorului sunt paletele statorice, definite prin profile hidrodinamice. În funcție de tipul turbinei proiectate, statorul poate fi cu palete identice sau cu palete diferite, în funcție de zona de curgere în care sunt dispuse. Profilele ce definesc paleta statorică pot fi simetrice sau asimetrice, în funcție de tipul turbinei și al camerei spirale.

Pentru modelarea paletelor statorice se pleacă de la desenarea profilelor plane ce o definesc. Această operație se realizează utilizând unelte de desenare avansate:

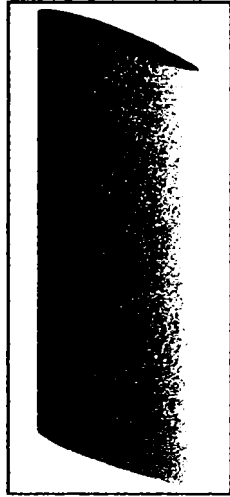
- curbe spline de diferite tipuri (Bezier, Catmull Rom, interpolate prin arce de cerc, interpolate după polinoame de diferite ordine, etc.), curbe ce pot fi controlate precis, astfel încât să respecte întocmai forma geometrică și condițiile de tangență / continuitate dorite de proiectant;
- racordări la capete cu arce de cerc, păstrând strict condițiile de continuitate și tangență (**fig. 3.1.1.**).



**Fig. 3.1.1**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

După desenarea profilului paletei se obține o paletă tridimensională, prin extinderea acestuia pe înălțimea dorită (**fig. 3.1.2.**). Dacă se dorește modificarea înălțimii sau a profilului paletei se intervine în "arborele" de construcție al paletei (opțiunile din – **figura 3.1.3**).

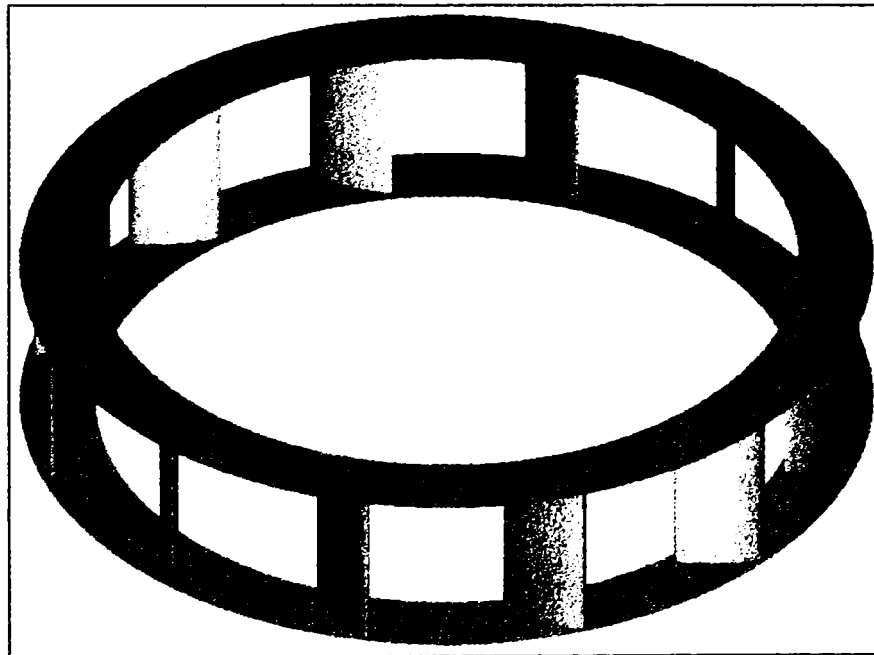


**Fig. 3.1.2**



**Fig.3.1.3**

Aceste operații se repetă pentru fiecare paletă statorică, în cazul în care nu sunt identice sau, în cazul în care sunt identice, paleta obținută se multiplică circular pe diametrul de dispunere a paletelor statorice, la unghiul de instalare prestabilit. Împreună cu inelele statorice, care se obțin prin metode simple (**figura 3.1.4**), paletele se pot exporta în format IGES pentru a fi preluate de programele de analiză cu element finit.



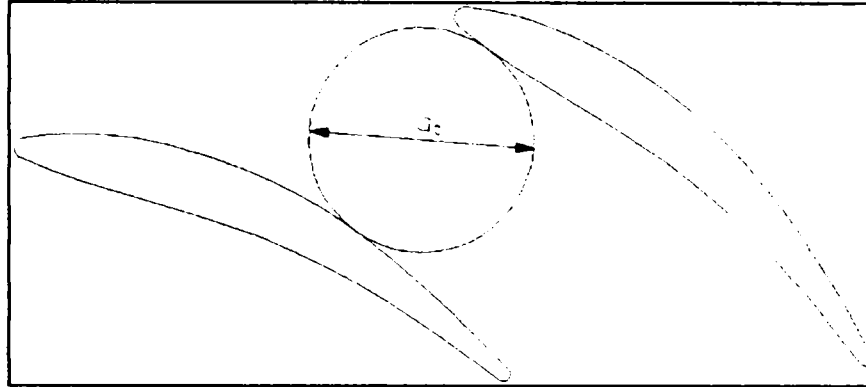
**Fig. 3.1.4. Stator pregătit pentru export din CAD**

#### **Aparatul director**

Principalele elemente ale aparatului director sunt paletele directoare, definite prin profile hidrodinamice. În funcție de tipul turbinei proiectate, aparatul director poate fi cilindric sau conic. Profilele ce definesc paleta aparatului director pot fi simetrice sau asimetrice.

Pentru modelarea paletei aparatului director se pleacă, la fel ca și la paleta statorică, de la desenarea profilelor plane ce o definesc – un profil ce va fi "înălțat" (în cazul aparatului director cilindric) sau două profile ce definesc capetele paletei (în cazul aparatului director conic).

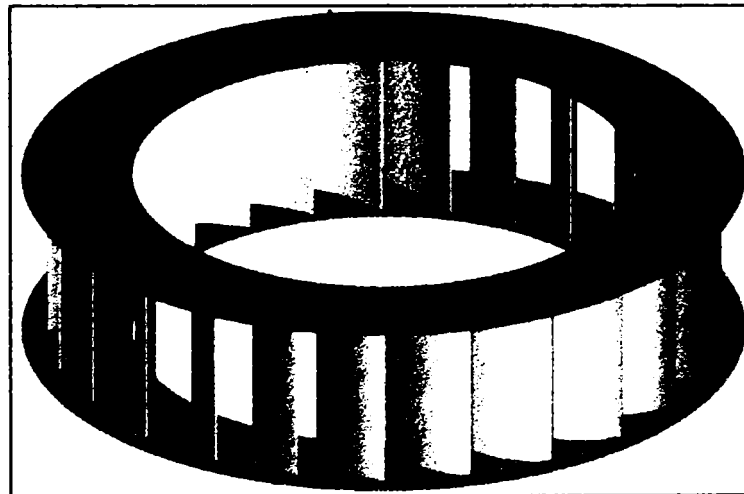
După desenarea profilului paletelor directoare se stabilește unghiul de rotație a acestora, astfel încât să obținem deschiderea dorită a aparatului director "a<sub>0</sub>", conform *figurii 3.1.5*.



**Fig. 3.1.5. Definierea deschiderii aparatului director**

După aceste operații se obține o paletă tridimensională, prin extinderea profilului pe înălțimea dorită, în cazul aparatului director cilindric sau prin îmbrăcarea cu profilele de capete cu suprafețe.

Prin multiplicare circulară a paletelor pe diametrul de dispunere a aparatului director, la care se adaugă și inelele aparatului director, se obține forma finală a acestuia (*fig. 3.1.6*). În acest stadiu, aparatul director este complet pregătit pentru exportul către programele de analiza curgerii cu element finit, în format IGES.



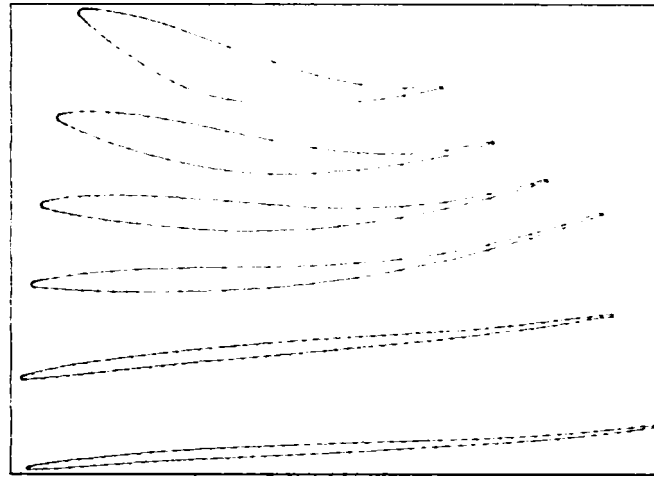
**Fig. 3.1.6. Aparat director cilindric complet, reprezentat tridimensional**

### **Rotor**

Principalele elemente ale rotorului sunt paletelor rotative, definite printr-un număr de secțiuni, pe care se definesc profilele hidrodinamice. În funcție de tipul turbinei proiectate (tip Kaplan sau Francis), paletelor rotative se modelează în două moduri specifice acestor tipuri. În cele ce urmează se descrie generarea și exportul paletelor rotorului Kaplan.

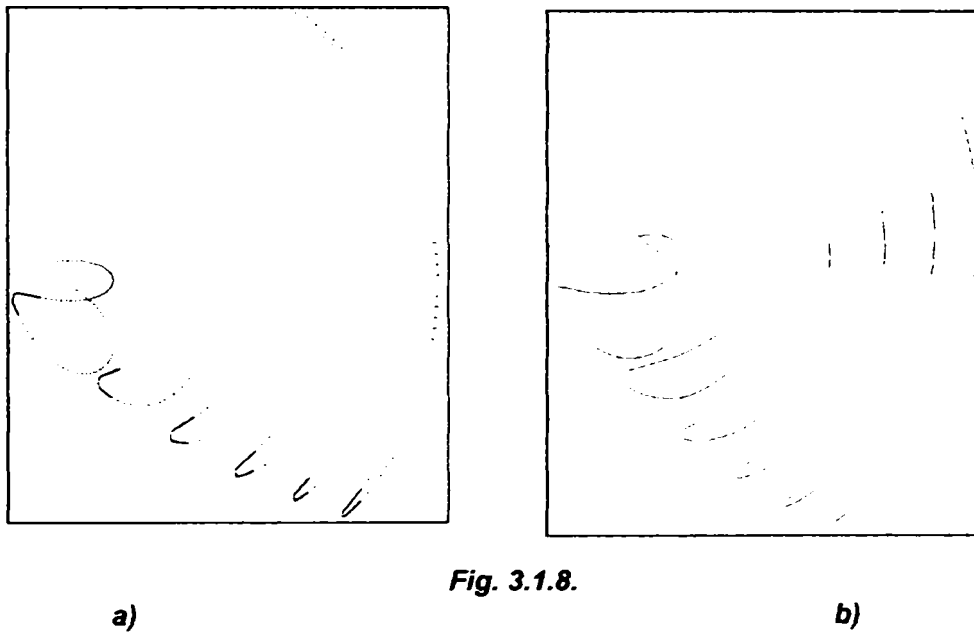
Acest tip de paletă rotativă este definită, de obicei, printr-un număr de 3 ÷ 6 secțiuni cilindrice, la diferite raze.

Aceste secțiuni cilindrice sunt obținute din înfășurarea pe cilindri de raze stabilite a unor profile plane, profile care se trasează inițial conform metodei descrise pentru paletelor statorice și directoare (*figura 3.1.7*).



**Fig. 3.1.7. Profile rotorice la razele de calcul**

Aceste profile plane se vor înfășura pe suprafețe cilindrice, de raze prestabilite, obținându-se punctele (fig. 3.1.8 – a) prin care se vor trasa secțiunile spațiale ce definesc suprafețele paletei rotorice (fig. 3.1.8 – b).



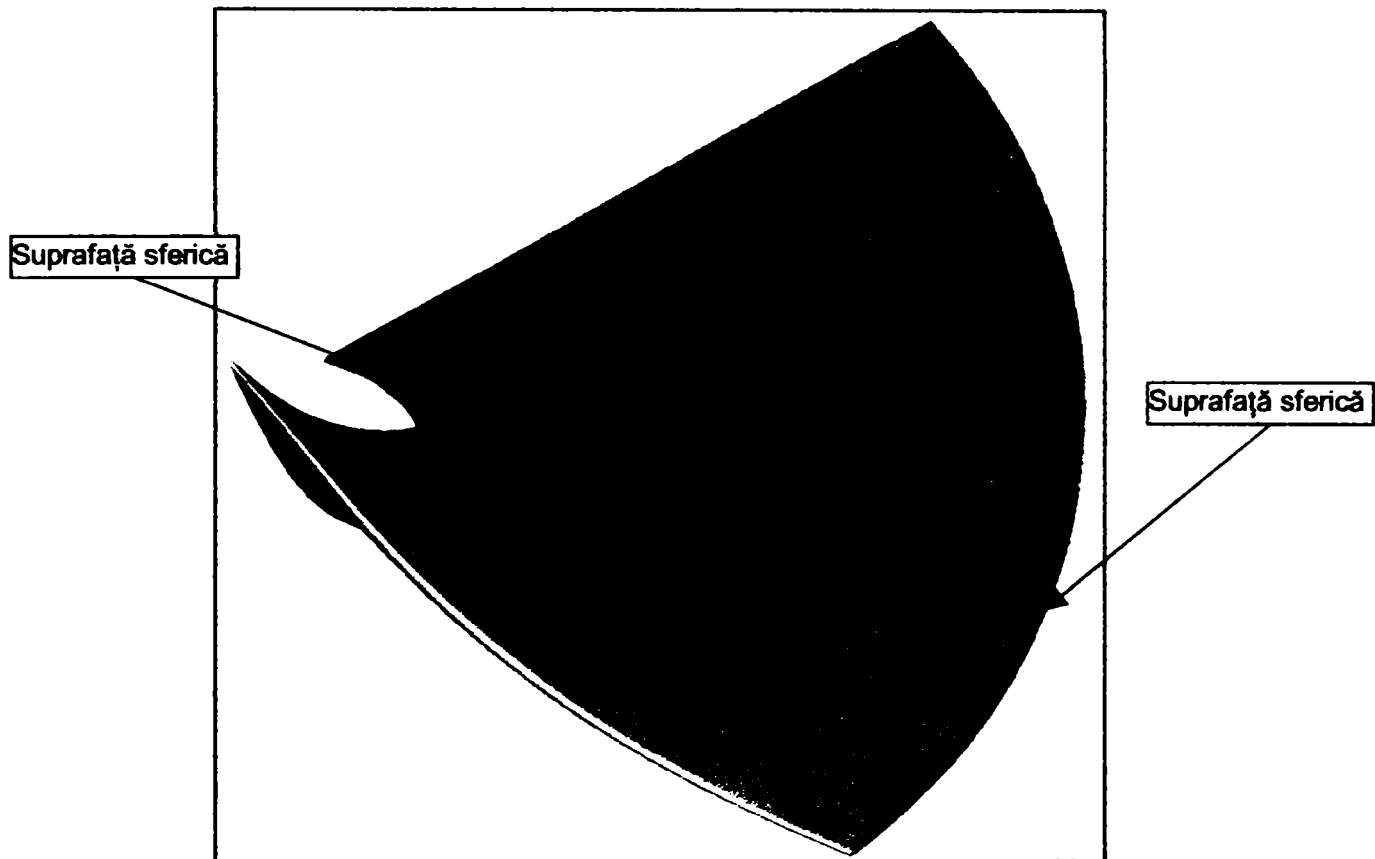
**Fig. 3.1.8.**

Prin îmbrăcarea acestor secțiuni cu suprafețe se va obține corpul paletei pe zona de definiție (fig. 3.1.9).



**Fig. 3.1.9. Corpul paletei în reprezentare spațială**

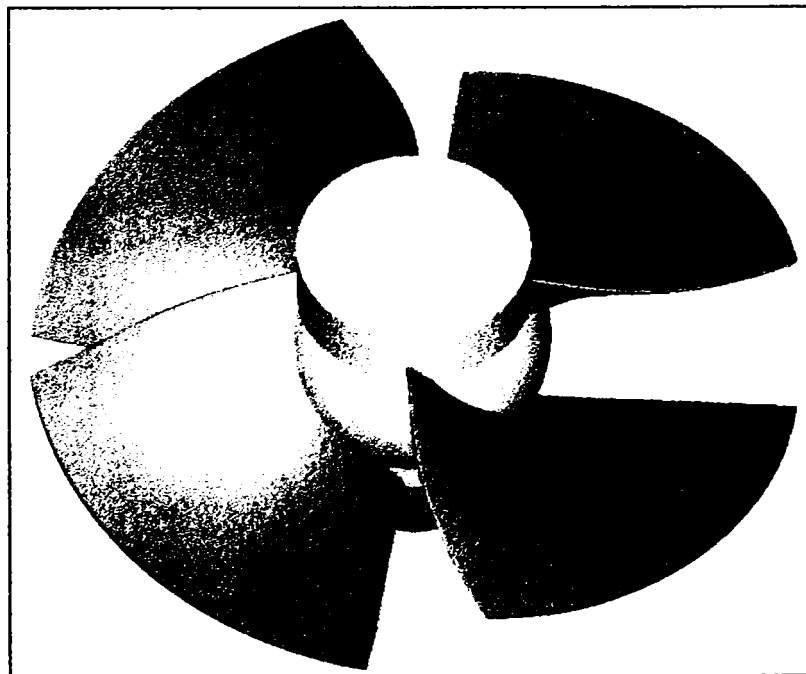
Suprafața paletei astfel obținută trebuie extinsă în direcție radială până la intersectarea suprafețelor sferice care delimitează paleta reală. După extindere, paleta descrisă prin suprafețe va fi transformată în obiect solid prin unirea tuturor suprafețelor ce o mărginesc (fig. 3.1.10).



**Fig. 3.1.10.**

Butucul rotorului se obține prin rotirea în jurul unei axe a profilului ce descrie butucul.

Paleta astfel modelată se va multiplica circular pe butucul rotorului, obținându-se rotorul cu numărul de palete dorit (**fig. 3.1.11**), complet pregătit pentru exportul către programele de analiza curgerii cu element finit, în format IGES.

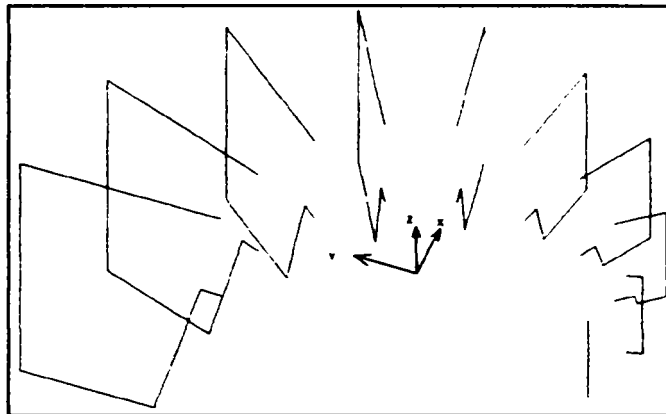


**Fig. 3.1.11. Rotor Kaplan complet**



### Camera spirală

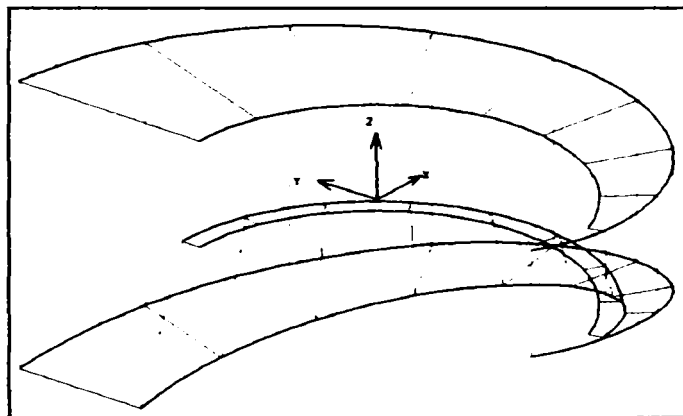
În funcție de tipul amenajării și al turbinei, camerele spirale sunt definite prin secțiuni poligonale sau prin secțiuni circulare. Pentru ambele tipuri de camere spirale tehnologia de modelare este aceeași.



**Fig. 3.1.12**

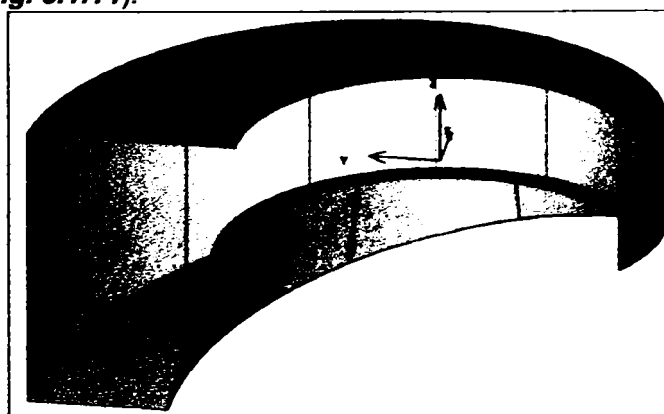
Pentru a modela spațial o cameră spirală se definesc profilele spațiale (**fig. 3.1.12**).

După definirea acestor profile se trasează, folosind curbe spline, frontierele suprafețelor ce mărginesc camera spirală (**fig. 3.1.13**).



**Fig. 3.1.13.**

Prin aceste curbe spline și prin profilele spațiale de definire a camerei spirale se vor construi suprafețele ce îmbracă această cameră (**fig. 3.1.14**).



**Fig. 3.1.14**

Intrarea în camera spirală (**fig. 3.1.15**) se va modela în continuarea părții spiralate și prin asamblarea celor două subansamble se obține forma finală a camerei spirale (**fig. 3.1.16**), pregătită pentru exportul spre programele de analiză cu element finit a curgerii.

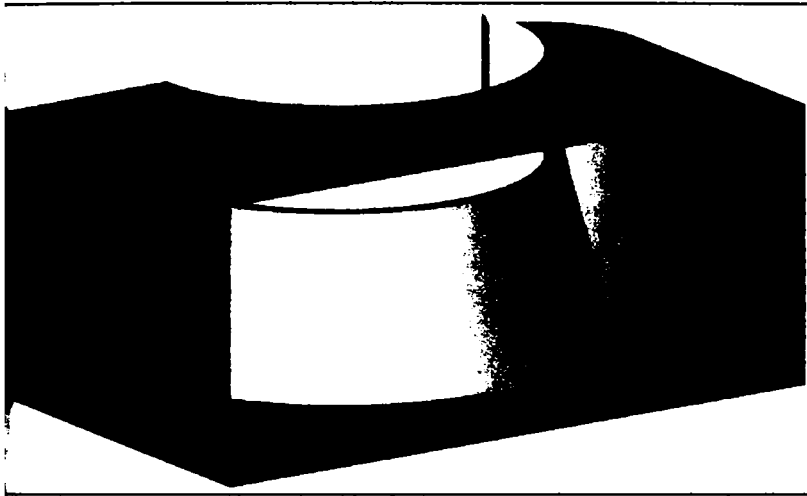


Fig. 3.1.15

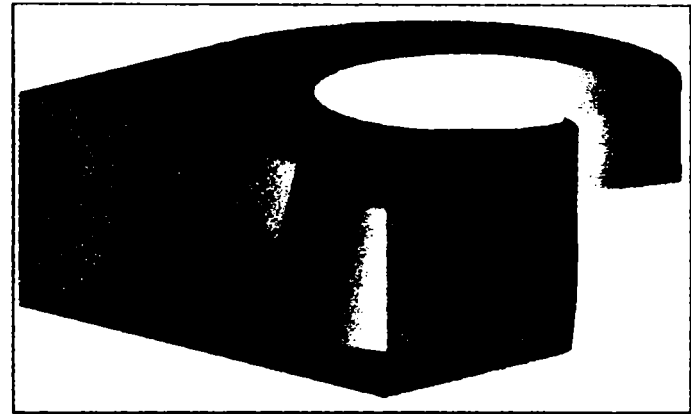


Fig.3.1.16

#### Tubul de aspirație

În funcție de tipul turbinei și de amenajarea centralei, tuburile de aspirație se prezintă sub mai multe forme constructive: drepte, curbate, melcate, clopot. La turbinele moderne sunt utilizate tuburile de aspirație curbate, ele acoperind și din punct de vedere al modelării CAD celelalte tipuri de tuburi de aspirație.

Un asemenea tub de aspirație se compune din: con aspirator, cot aspirator și difuzor (**fig. 3.1.17**).

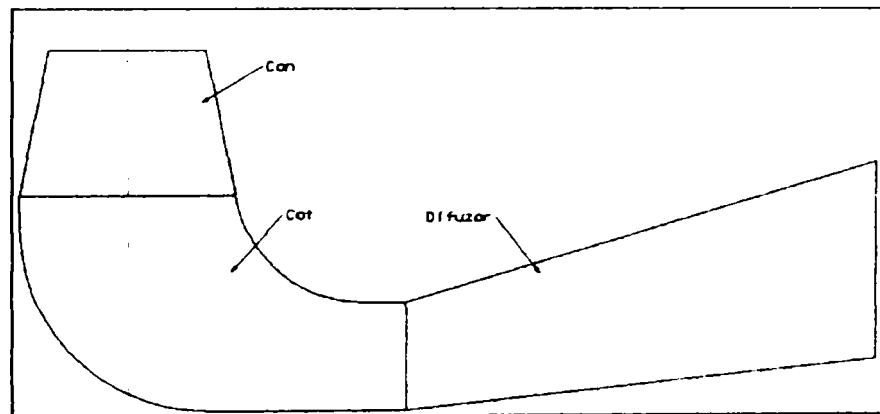


Fig. 3.1.17

#### a) Conul aspirator

Așa cum sugerează și denumirea lui, conul aspirator este efectiv un con, care se modelează foarte simplu, obținându-se forma acestuia conform **figurii 3.1.18**

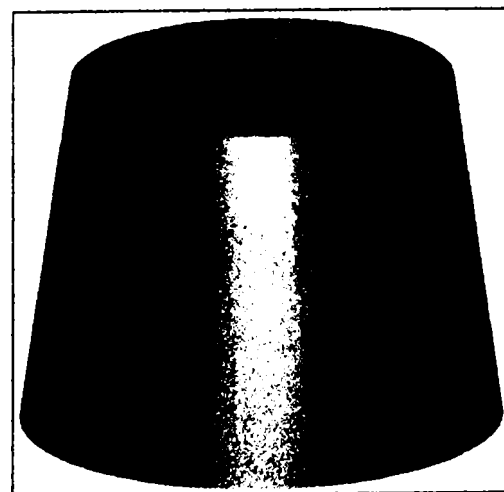
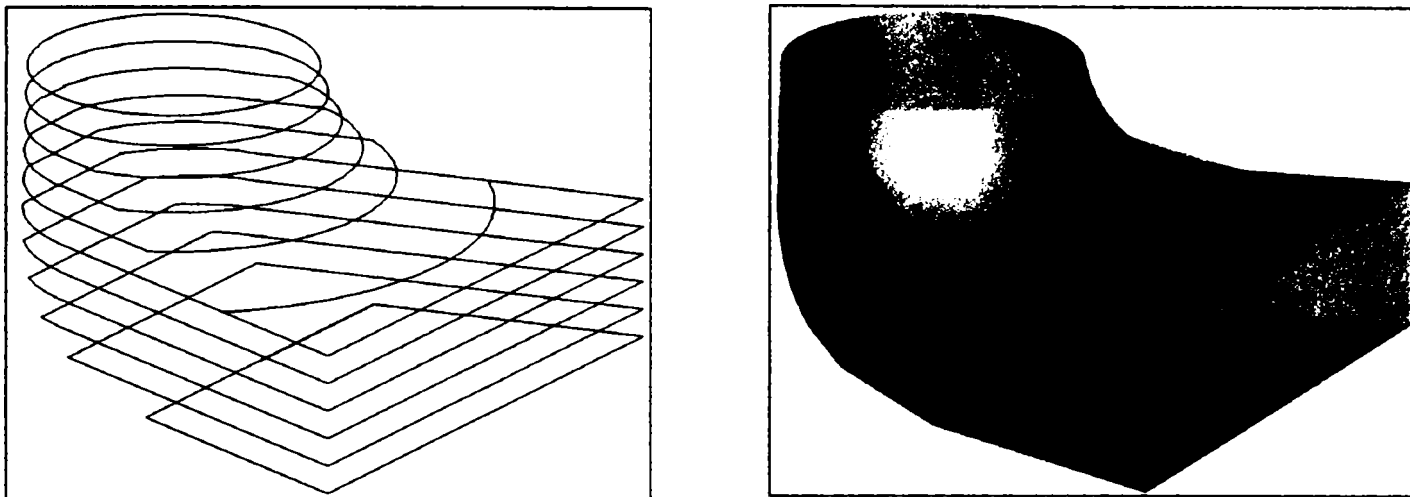


Fig. 3.1.18. Conul aspirator

## b) Cotul aspirator

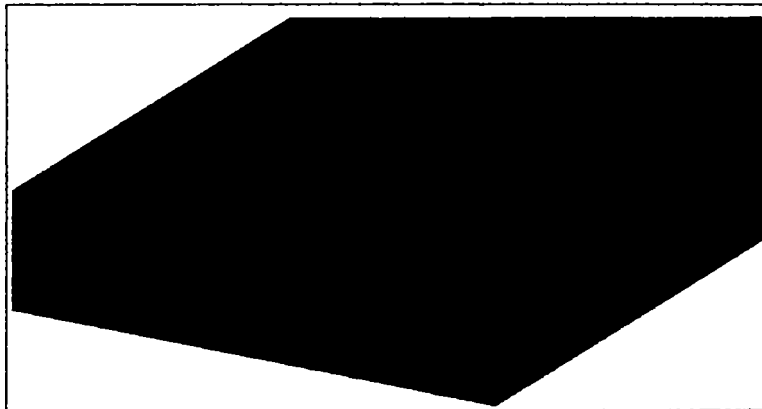
Pentru modelarea cotului aspirator se pornește de la desenarea profilelor secțiunilor spațiale (*figura 3.1.19*), care definesc suprafețele care îl mărginesc. Prin aceste secțiuni se construiesc suprafețe, suprafețe care se vor îmbina cu unelte specifice Microstation, obținându-se forma finală a cotului.



**Fig. 3.1.19. Cotul tubului de aspirație (profile și cot asamblat pentru export)**

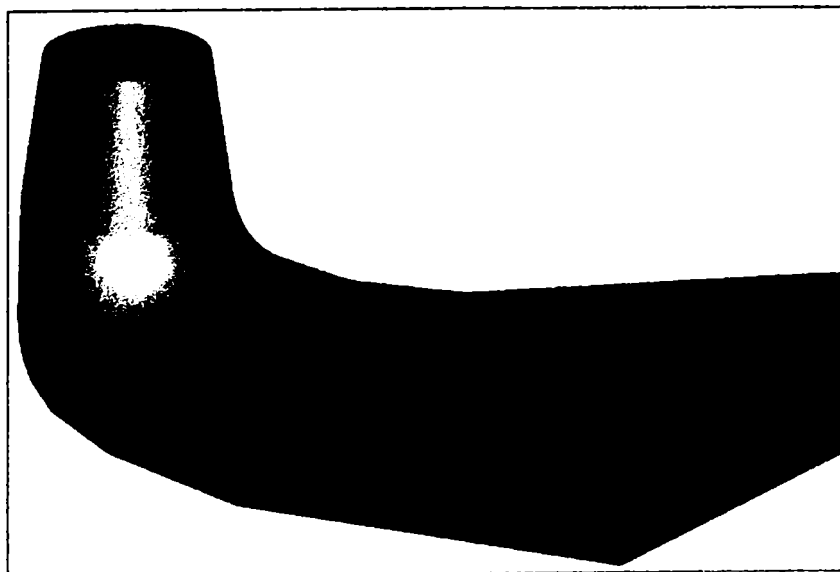
## c) Difuzorul

Este definit prin secțiunile de capăt care, de obicei, au formă dreptunghiulară. Prin aceste secțiuni se construiește suprafața difuzorului, obținându-se forma finală a acestuia (*fig. 3.1.20*).



**Fig. 3.1.20. Difuzorul**

Asamblând cele trei componente ale tubului de aspirație (conul, cotul și difuzorul) vom obține întreg tubul de aspirație, în forma lui finală (*fig. 3.1.21*).



**Fig. 3.1.20. Tub de aspirație cotit complet**

### 3.2. Generarea rețelelor de elemente finite

Generarea corectă a rețelelor de elemente finite este hotărâtoare pentru precizia modelării. Atât precizia tehnicii de analiză rapidă CFX- BladeGenPlus, cât și cea a programului de simulare de bază CFX-TASCflow sunt legate de calitatea rețelelor de elemente finite prin care se aproximează volumul de calcul.

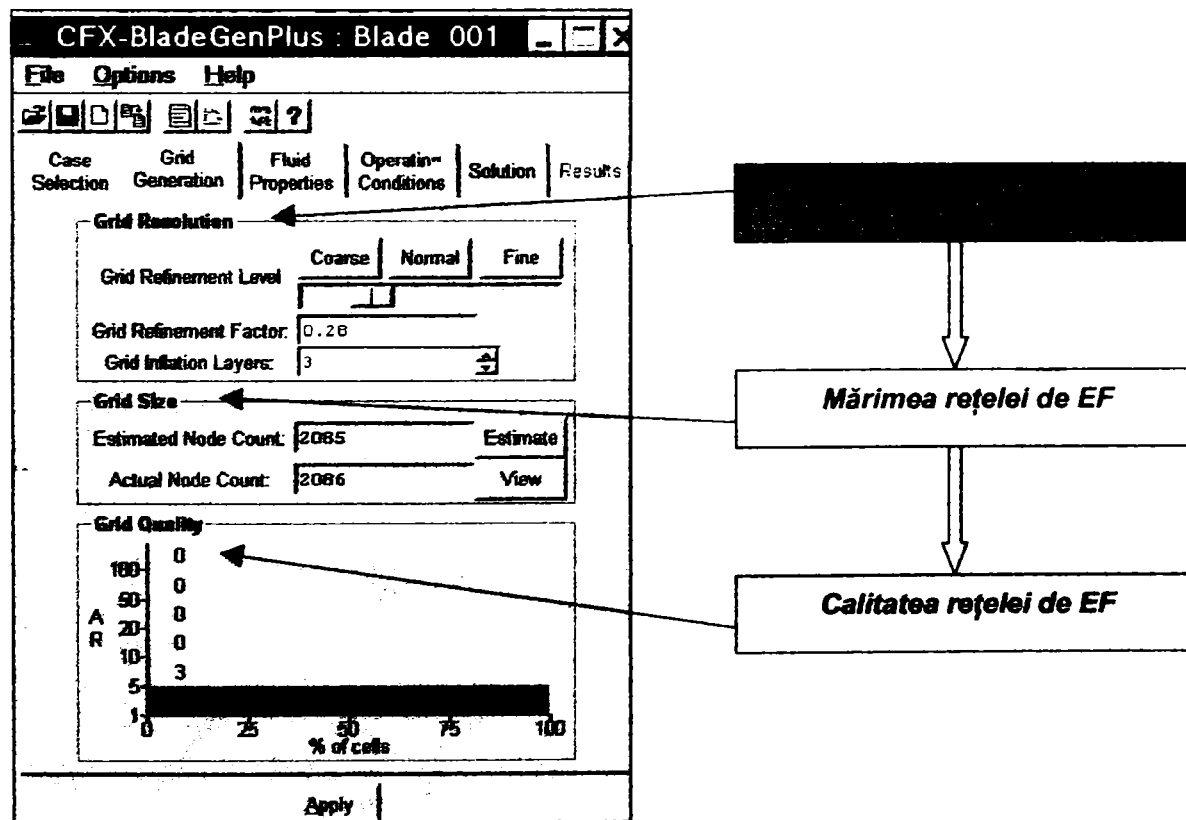
Dacă tehnica de analiză rapidă CFX-BladeGenPlus generează automat rețele de elemente finite nestructurate, permițând o rafinare selectabilă a rețelei și aplicarea unui anumit număr de straturi de rețele de tip O în zona adiacentă frontierei solide a profilului, CFX-TASCflow poate utiliza:

- Pentru obstacolele periodice (palete)
  - rețelele de elemente finite generate de CFX-BladeGenPlus
  - rețelele de elemente finite generate de programul CFX-TurboGrid
- Pentru celelalte zone de curgere:
  - rețelele de elemente finite generate de programul ICEM-CFX-HEXA

Având în vedere multitudinea de opțiuni, s-a impus în cadrul cercetărilor derulate pentru pregătirea prezentei lucrări analiza facilităților oferite de programele amintite și optimizarea aplicării lor în vederea obținerii de rezultate precise, cu resurse de calculator rezonabile. Se vor prezenta în cele ce urmează principalele caracteristici ale programelor de generare de elemente finite aplicate unui model de turbină Kaplan ale cărui interfețe CAD-CFD au fost prezentate anterior.

#### **CFX- BladeGenPlus**

Programul generează automat o rețea de elemente finite în jurul paletelor. Nodurile sunt dispuse mai des în zona bordului de atac și bordului de fugă. Optimizarea rețelei de elemente finite se efectuează în trei etape, grupate ca în **fig.3.2.1**.



**Fig.3.2.1. Panou de generare a rețelelor de elemente finite în CFX-BladeGenPlus**

Rezoluția rețelei de elemente finite determină "mărimea" acestora și implicit calitatea rețelei generate.

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

**a. Rezoluția rețelei**

Rezoluția rețelei este generată prin definirea de către utilizator a următorilor factori:

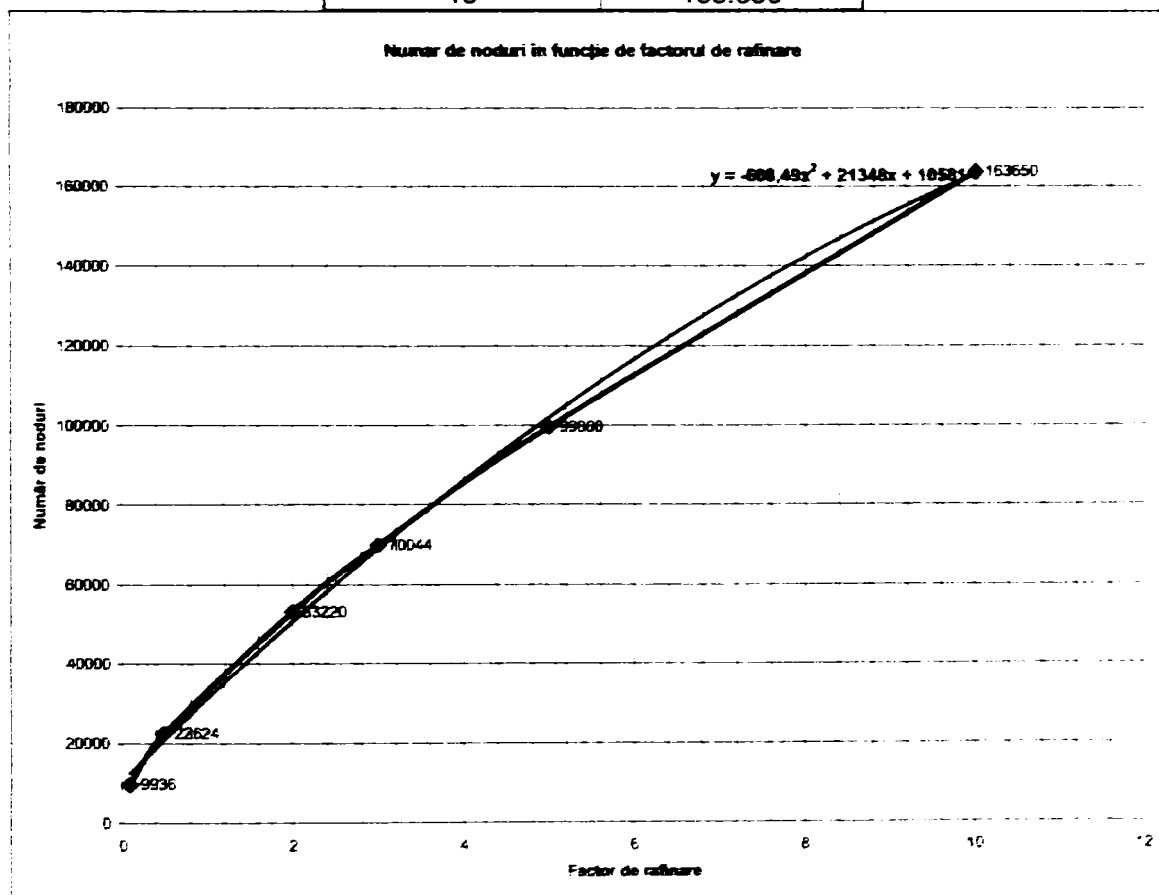
- **Nivelul de rafinare al rețelei.** Acesta stabilește numărul de elemente tetraedrice care vor fi dispuse în jurul paletei. Nivelul se alege pe baza următoarelor criterii:
  - Memoria de lucru a calculatorului pe care se efectuează rularea
  - Timpul pe care utilizatorul dorește să-l aloce acestei etape
  - Precizia dorită a rezultatelor

Dacă se optează pentru o rețea mai fină, durata rulării crește. Din cele trei nivele disponibile (grosier, normal și fin) rezultă rețele de elemente finite cu aproximativ 10.000 de noduri pentru nivelul grosier, 50.000 de noduri pentru nivelul normal și peste 100.000 de noduri pentru nivelul fin.

- **Factorul de rafinare al rețelei.** Factorul de rafinare este o măsură a fineții rețelei și se poate seta de la 0,1 la 10, iar numărul de noduri generat depinde de această selecție. Practic, alegerea unui anumit factor de rafinare înseamnă deci stabilirea fineții rețelei. Pentru paleta de aparat director a modelului supus analizei, corelația între factorul de rafinare al rețelei și numărul de noduri s-au determinat valorile din **tabelul 3.2.1** (v. și capitolul 4.3.), dependența grafică fiind cea din **fig.3.2.2** :

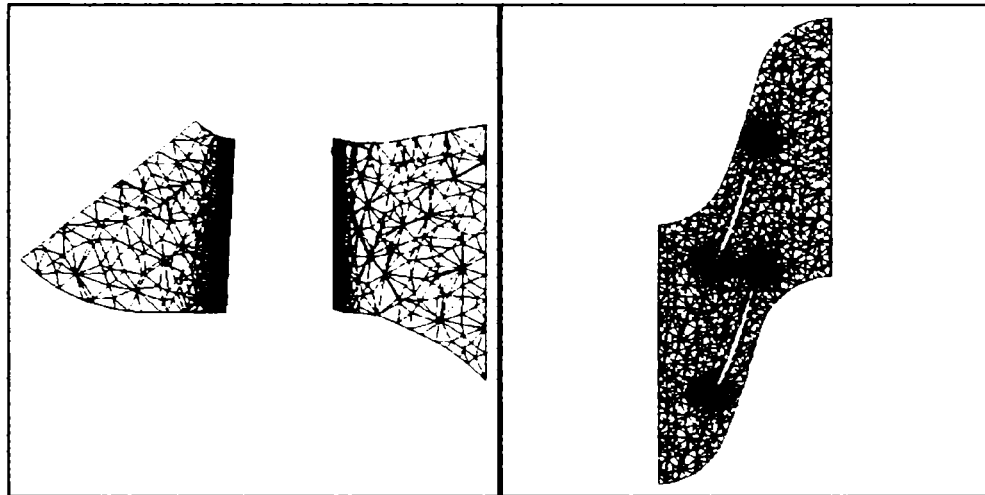
**Tabelul 3.2.1. Factorul de rafinare**

Factor de rafinare	Număr de noduri
0,1	9.936
0,5	22.624
2	53.220
3	70.044
5	99.660
10	163.650

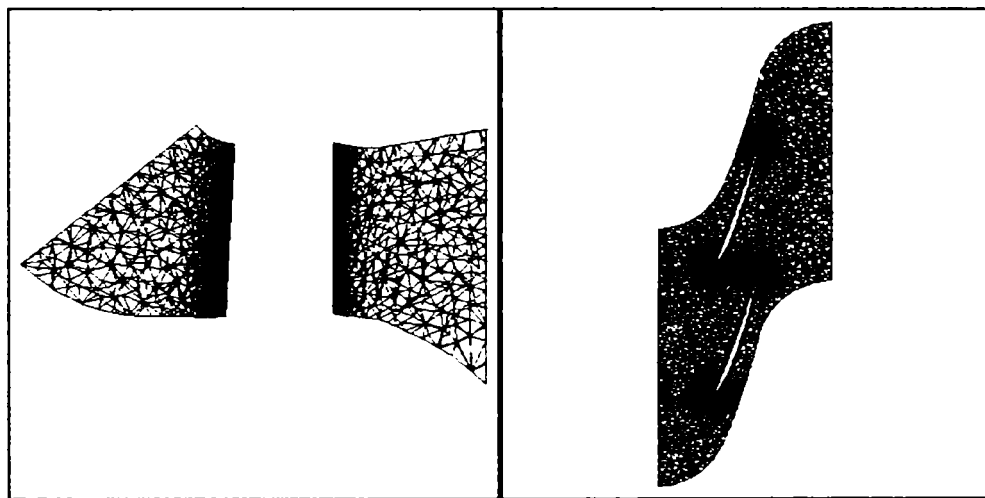


**Fig.3.2.2. Numărul de noduri în funcție de factorul de rafinare**

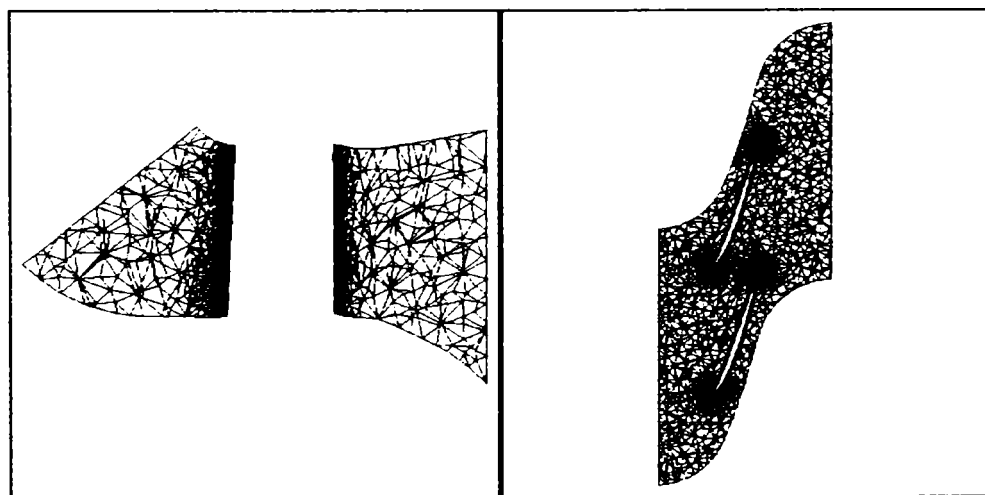
- **Numărul de straturi adiacente suprafeței paletelor (factorul IL).** Permite dispunerea unui anumit număr de straturi de rețele de tip O pornind de la suprafața paletelor (*fig.3.2.3a, b și c*). Această facilitate permite o mai bună aproximare a stratului limită. Domeniul de valori pentru factorul IL este 0...10.



**Fig.3.2.3.a. Rețea de elemente finite cu 1 strat adiacent**



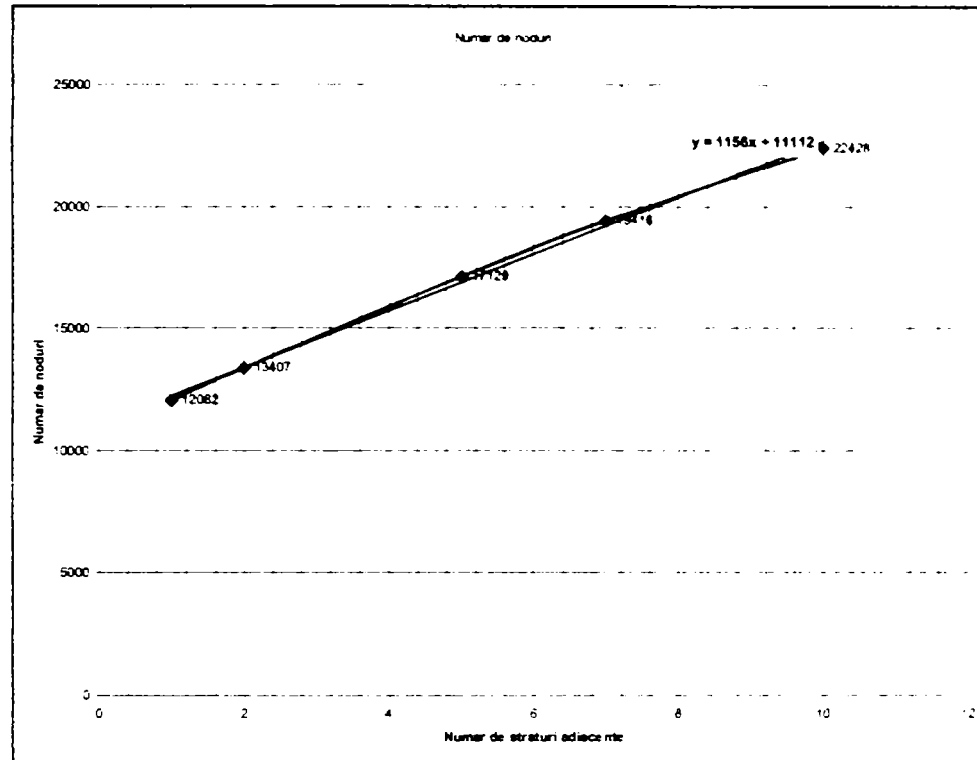
**Fig.3.2.3.b. Rețea de elemente finite cu 5 straturi adiacente**



**Fig.3.2.3.c. Rețea de elemente finite cu 10 straturi adiacente**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Influența numărului de straturi asupra numărului de noduri, păstrând constant nivelul de rafinare (factor de rafinare 1) al rețelei este indicat în **fig.3.2.4**.



**Fig.3.2.4. Influența numărului de straturi adiacente asupra numărului de noduri**

**b. Mărimea rețelei**

Mărimea rețelei rezultă din setarea rezoluției rețelei. Programul estimează numărul de noduri în funcție de setările introduse și apoi îl calculează în cursul generării rețelei.

**c. Calitatea rețelei**

Bara din graficul panoului de generare a REF (**fig.3.2.1**) prezintă analiza calitativă a rețelei obținute. Criteriul de calitate este "raportul de mărime" (AR), care indică raportul dintre dimensiunile celor mai mari elemente și cele mai mici elemente. În ordonată se afișează numărul de elemente care se încadrează într-un AR dat, iar culoarea barei indică valori bune (verde), problematice (galben) și inadmisibile (roșu) ale raportului AR. Pentru un număr mare de elemente în domeniul "roșu" (AR peste 50) s-ar putea să nu se ajungă la o soluție a problemei. Verificarea pentru un factor de rafinare 1 sub formă tabelară este dată în tabelul 3.2.2.

**Tabelul 3.2.2. Numărul de elemente care se încadrează într-un anumit raport de aspect (AR)**

Raportul de mărime	Număr de elemente
1 la 5	55166
5 la 10	102
10 la 20	0
20 la 50	0
50 la 100	0
peste 100	0

Adoptarea anumitor valori pentru factorul de rafinare și numărul de straturi adiacente se realizează în funcție de cazul analizat. Cercetările privind posibilitățile de optimizare și influența factorilor care determină calitatea rețelei de elemente finite asupra preciziei modelării sunt tratate mai pe larg în capitolul 4.3. al prezentei teze.

### CFX-TurboGrid

Tehnologia încorporată în CFX-TurboGrid permite utilizatorului realizarea rețelelor de elemente finite rapid prin generarea automată a topologiei rețelei, a frontierelor periodice și adăugării de noi elemente rețelei.

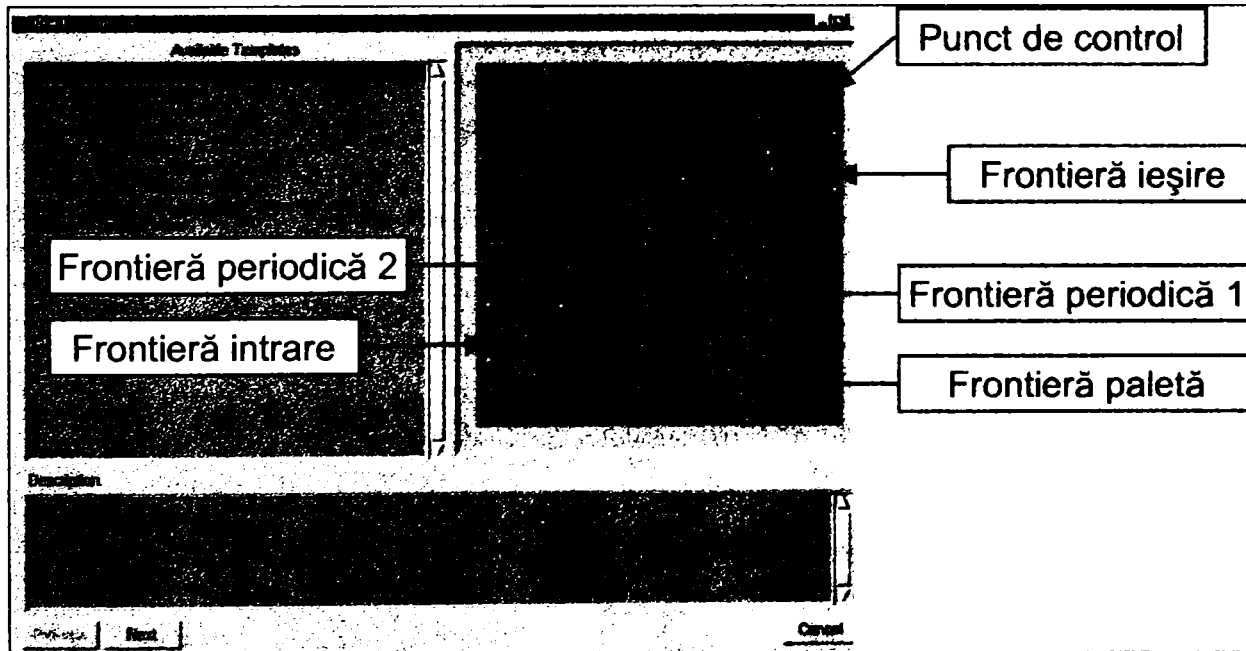
**Topologia predefinită** dă posibilitatea generării rețelei de elemente finite optime pentru majoritatea hidroagregatelor. Topologii potrivite sunt disponibile pentru palete cu geometrie axială, cu grad înalt sau scăzut de soliditate, radială și palete destinate curgerilor mixte. Șabloane sunt de asemenea disponibile pentru pasaje multipaletate (split), pentru geometrii tandem și pentru palete tip clearance.

Frontierele periodice sunt controlate de către utilizator în scopul asigurării periodicității fizice și topologice. **Periodicitatea fizică** este menținută printr-o relație de tip "master-slave" între punctele de control opuse. Dacă un punct de pe frontiera periodică este mutat, punctul corespunzător de pe frontiera opusă este mutat cu aceeași valoare. Periodicitatea topologică este menținută printr-o relație de tip "sibling curve" (curbe înrudite). Numărul de elemente de rețea în lungul a două curbe înrudite ale unei frontiere periodice este menținut întotdeauna egal. Dacă elementele sunt adăugate cu o curbă de control pe o curbă periodică, curba de control periodică opusă receptează același increment în contorizarea elementelor.

Există posibilitatea îmbunătățirii substanțiale a rețelei, prin noua **capabilitate de netezire**. Această capabilitate este proiectată pentru a **îmbunătăți ortogonalitatea rețelei** rezultate pe suprafețele de la butuc spre periferie, la fel de bine ca și în interiorul regiunii definite de pasajul paletar inclusiv peste blocurile frontierelor.

Pentru generarea rețelelor de elemente finite specifice componentelor paletate s-a selectat șablonul "**Generic-Multi-Block Grid Template**" (fig.3.2.5) care este proiectat pentru a produce o rețea optimă destinată paletelor având soliditate mică și medie.

O rețea de tip O este plasată în jurul profilului paletei, iar o rețea de tip H-grid este folosită în pasajul interpaletar /26/, /33/, /35/. Rețeaua de tip O pe frontiera solidă a paletei creează condițiile optime pentru modelarea stratului limită. Rețeaua de tip H aflată în canalul paletar este potrivită pentru condiții de contur destinate atașamentului și conectivității periodice. Șablonul definește automat conectivitatea periodică dintre două fețe ale rețelei de profile și de asemenea denumește regiunile specifice folosite în modulul de analiză CFX-TASCflow.



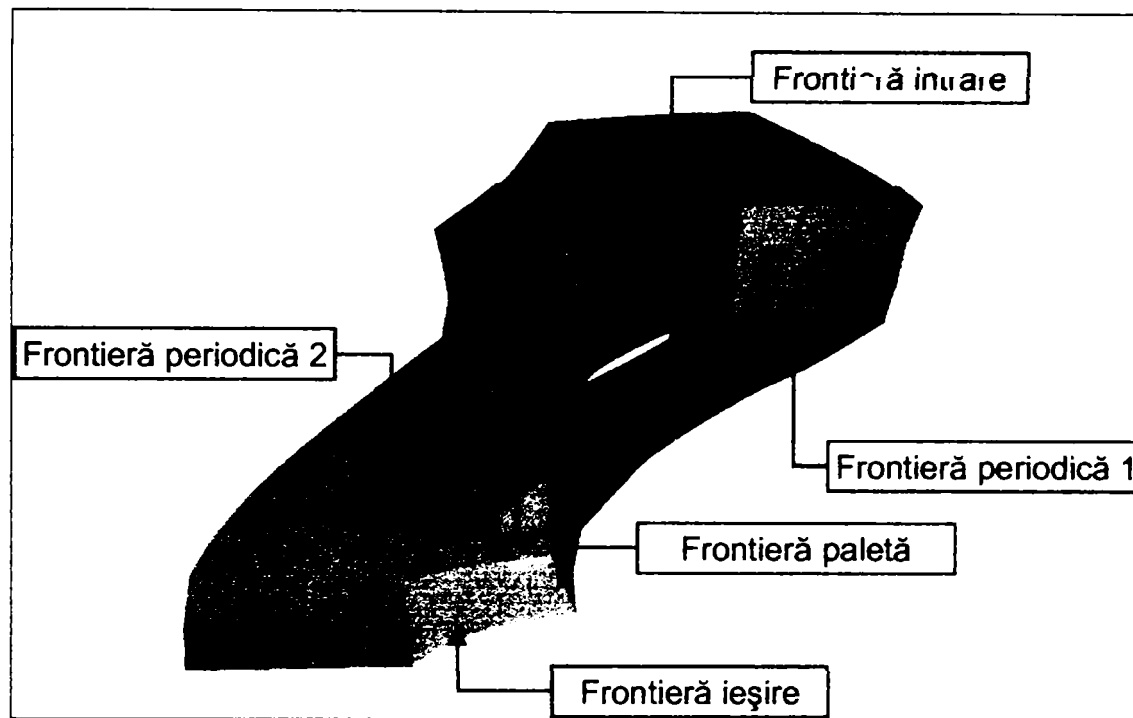
**Fig.3.2.5. Șablonul de tip "Generic-Multi-Block Grid"**

**S-au definit:**

suprafața de intrare	suprafața de ieșire
suprafața butucului	suprafața camerei
suprafața paletei	suprafață periodică 1
	suprafață periodică 2

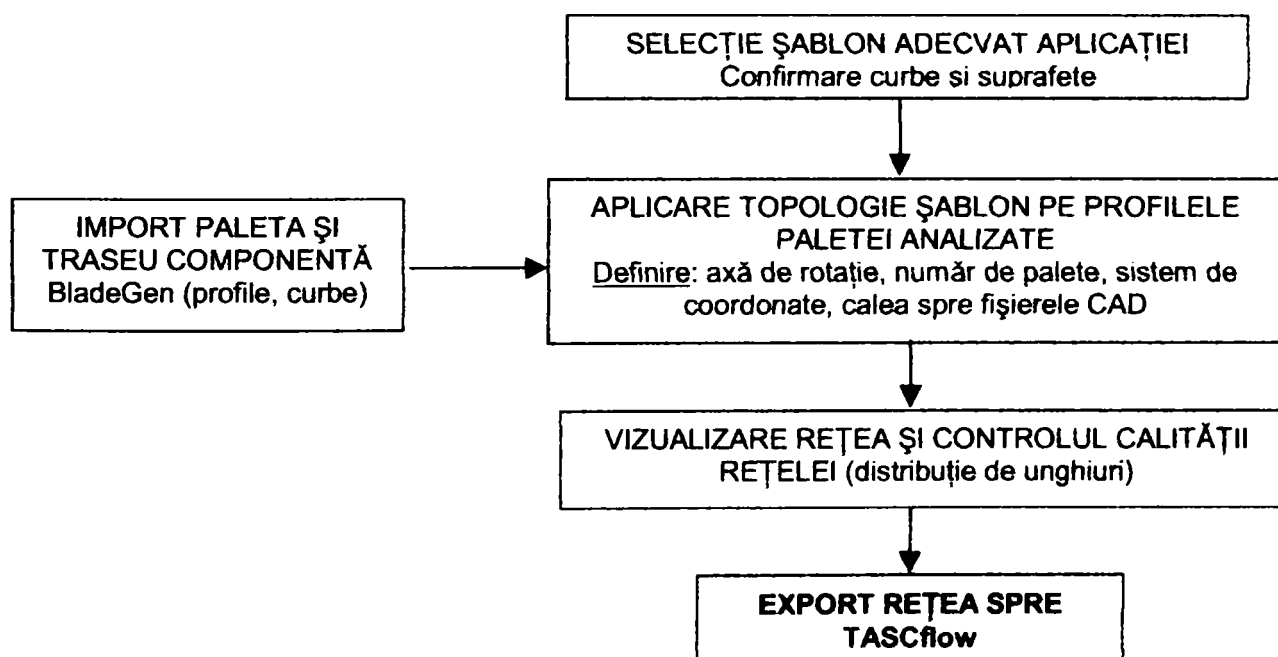


Definirea frontierelor pentru paleta de rotor Kaplan analizat în cadrul prezentei teze este dată în *fig.3.2.6*.



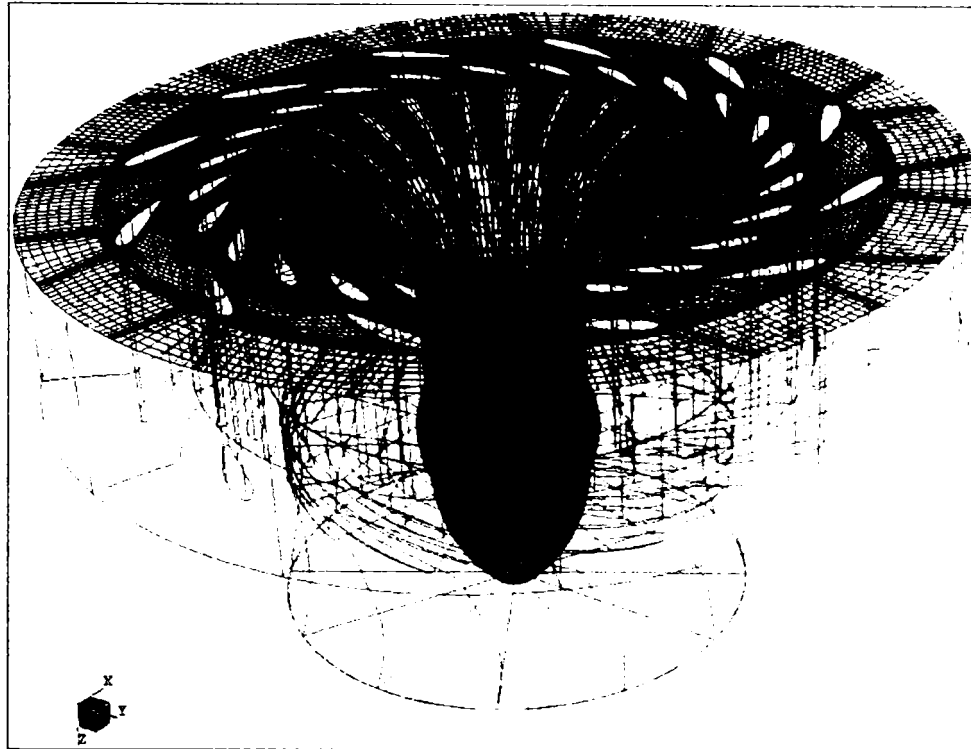
**Fig.3.2.6. Configurații topologice palete rotor**

Generarea rețelelor de elemente finite prin programul CFX-TurboGrid urmărește etapele din *figura 3.2.7*.



**Fig.3.2.7. Schema bloc de generare a rețelelor de elemente finite pentru componentele paletate**

Pentru ansamblul elementelor paletate ale modelului turbinei Kaplan cu interfețele CAD-CFD prezentate în paragraful anterior s-a realizat cuplarea rețelelor aferente fiecărei componente, obținând rețeaua de elemente finite multibloc din *fig.3.2.8*. Pentru claritatea prezentării nu s-a vizualizat rețeaua aferentă paletelor rotorice.



**Fig.3.2.8. Rețea multibloc pentru elementele paletate ale modelului analizat**

#### **ICEM- CFX-HEXA**

Programul realizează elemente finite destinate subansamblelor nepaletate (cameră spirală, cameră de încărcare, tub de aspirație). Unele dintre cele mai importante caracteristici ale sale includ:

- **Rețea de tip O;** Aceste elemente sunt utilizate pentru geometrii foarte complexe, Hexa realizând automat generarea și suprapunerea internă și externă a "rețelei O" la blocurile topologice parametrizate pentru a asigura o bună calitate a rețelei de elemente finite.
- **Parametri de generare rețele la vârfuri** - oferă flexibilitate nelimitată utilizatorului în scopul aplicării legăturilor solicitate.
- **Metode de economisire a timpului** - înzestrare a programului Hexa ce asigură reducerea semnificativă a timpului alocat algoritmului de destindere volumică și celui de netezire a suprafețelor necesare generării rețelelor de elemente finite.
- **Verificarea calității rețelei** se face pe baza unui set de unelte destinate acestui scop. Elementele cu raport de aspect sau unghiuri necorespunzătoare sunt afișate prin supraluminarea regiunilor unde blocurile individuale necesită corectare.
- **Rafinarea sau răirea rețelei de elemente finite** poate fi specificată pentru orice regiune bloc pentru a asigura o rafinare sau răire în zonele cu gradienti mari
- **Opțiunea reluare** este o facilitate a fișierelor de date ce permite generarea parametrică a blocurilor topologice înlănțuite cu modificările parametrice ale geometriei.
- **Simetrie** - opțiune necesară în cazul analizei agregatelor cu axă de rotație. Hexa permite utilizatorului să beneficieze de simetrie, prin aceasta reducându-se mărimea modelului și numărul de elemente.
- **Ajustabilitate** – este o opțiune necesară generării rețelei de elemente finite 3-D dintr-un volum de elemente 3-D și transformarea de la 2-D la 3-D a topologiei bloc.

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

**Pentru a genera o rețea de elemente finite cu "Hexa" se parcurg etapele:**

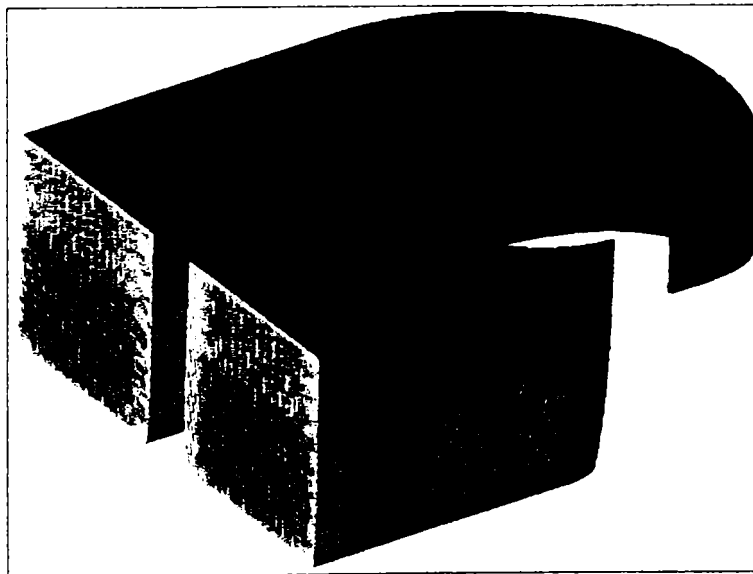
1. importul fișierului ce conține geometria modelului folosind orice interfață de date directă sau indirectă;
2. definirea interactivă prin scindare a modelului: bloc, îmbinare, definirea blocurilor tip "O", modificării fețelor, muchiilor și mutării vârfurilor;
3. verificarea calității blocurilor;
4. stabilirea parametrilor rețelei de elemente finite: mărimea maximă a elementelor, înălțimea inițială a elementelor și proporția expansiunii lor;
5. generarea rețelei de elemente finite cu sau fără proiecția parametrilor specificați. Verificarea calității rețelei (unghiuri, determinanți, volume de control);
6. scrierea fișierelor de ieșire necesare programului de soluționare folosit.

Dacă este necesar, utilizatorul poate oricând reveni la pasul anterior în scopul modificării blocurilor sau dacă nu se asigură calitatea necesară a rețelei. Blocurile pot fi salvate oricând, în așa fel încât utilizatorul se poate întoarce oricând la topologia anterioară. Facultativ, în orice punct al acestui proces, utilizatorul poate genera rețeaua de elemente finite cu scheme de proiecție variate cum ar fi proiecția completă a fețelor, proiecția muchiilor, proiecția punctelor sau lipsa totală a proiecției. În cazul alegerii ultimei variante, rețeaua va fi generată pe fețele blocurilor modelului și metoda poate fi folosită pentru determinarea rapidă a strategiei adecvate sau pentru stabilirea necesității modificării sale.

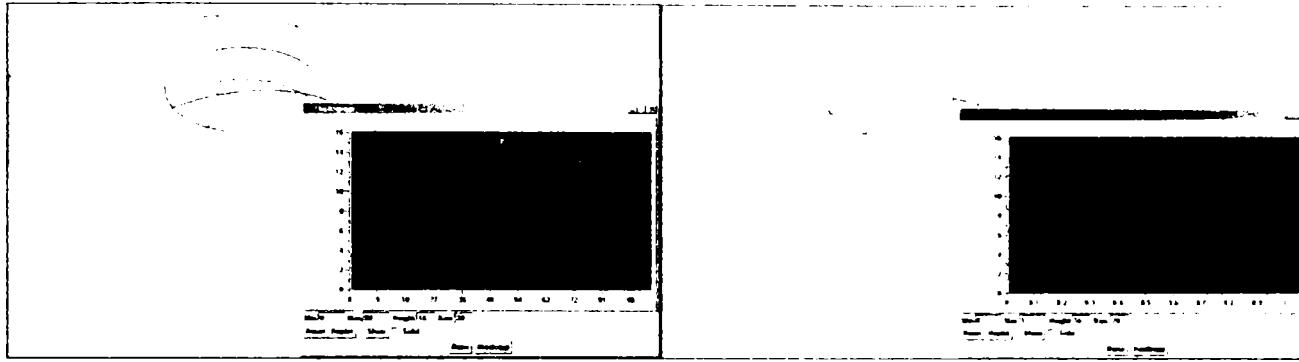
**Calitatea REF create se va verifica, utilizând următorii parametri:**

- ❖ **Unghi:** Verifică valoarea maximă a deviației unghiulare plecând de la  $90^\circ$  pentru fiecare element.
- ❖ **Determinant:** Verifică deformația elementelor din rețea folosind un test care calculează anumite caracteristici ale fiecărui hexaedru pe care apoi le raportează la întreaga matrice volumică astfel încât valoarea 0 din histogramă reprezintă o rețea degenerată cu elemente având volume negative, iar valoarea 1 reprezintă o rețea cu elemente perfect normale.
- ❖ **Volum:** Determină dacă există elemente de volum formate din muchii intersectate ceea ce se consideră a fi elemente ce conțin volume "negative", lucru impropriu rezolvării de către programul de soluționare a sistemului de ecuații diferențiale cu derivate parțiale.

Rețelele de elemente finite realizate pentru camera spirală a modelului Kaplan analizat în cadrul prezentei teze sunt prezentate în **fig.3.2.9**, iar **fig.3.2.10** indică indicii calitativi ai respectivei rețele (unghiurile minime obținute și volumele rezultate).

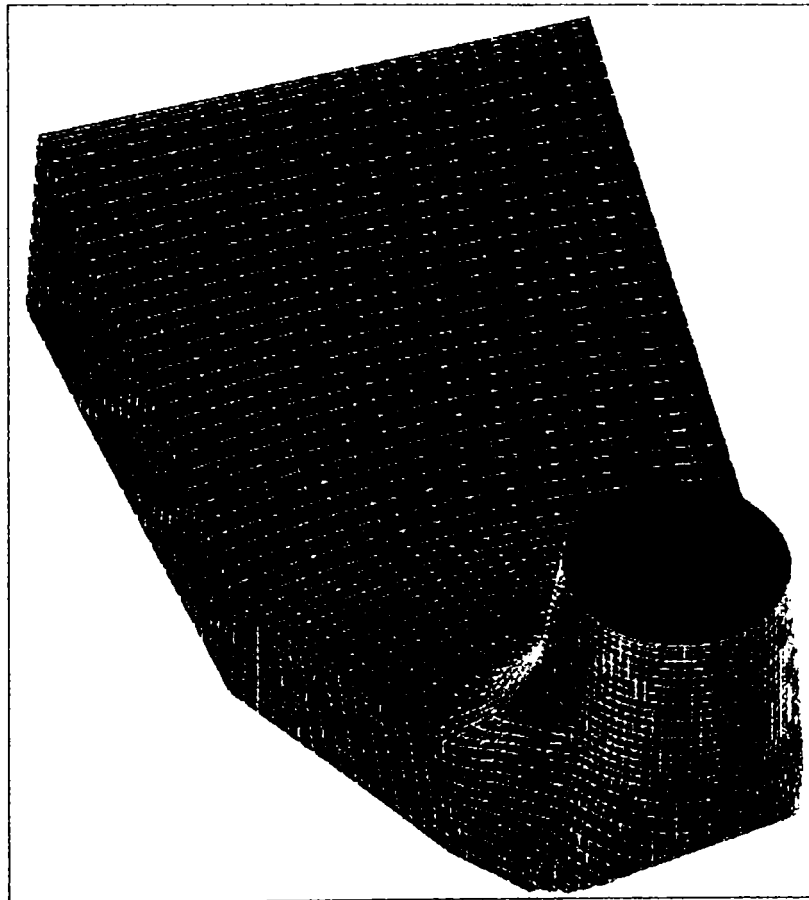


**Fig.3.2.9. Rețea de elemente finite generată pentru camera spirală poligonală**



**Fig.3.2.10. Verificarea unghiurilor și volumelor pentru camera spirală**

Pentru tubul de aspirație al modelului s-a realizat rețeaua de elemente finite din **fig.3.2.11**, generată tot în programul ICEM-CFX-HEXA. Desigur, și în acest caz s-a verificat corectitudinea topologiei pentru a evita blocarea programului de analiză.



**Fig.3.2.11. Rețea de elemente finite generată pentru tubul de aspirație**

Deși generarea rețelelor de elemente finite este o etapă vitală în modelare, majoritatea autorilor din literatura de specialitate neglijează aspectele de principiu aferente acestei faze, considerându-se uzual că rafinarea rețelei duce implicit la creșterea preciziei de modelare. În realitate, din experiența acumulată în decursul cercetărilor efectuate în cadrul prezentei teze, s-a constatat că satisfacerea indicilor de calitate ai rețelei duc la rezultate satisfăcătoare chiar și pentru rețele mai puțin dese.

### 3.3. Analiza propriu-zisă și rezultate obținute

Analiza elementelor paletate se poate realiza utilizând programul CFX-BladeGenPlus sau programul CFX-TASCflow.

Analiza prin utilizarea programului CFX-BladeGenPlus se realizează în următoarele etape:

- ◆ *Importul geometriei sau generarea ei în programul CFX-BladeGen*
- ◆ *Se selectează cazul supus analizei, specificând:*
  - fișierul care oferă grafica ce urmează a fi analizată folosind opțiunea de căutare specifică
  - specificarea geometriei specifice cazului selectat
    - scara modelului,
    - unitatea de măsură,
    - tipul de mașină
    - tipul componentei (paletaj fix sau paletaj în rotație)

- eventuale comentarii

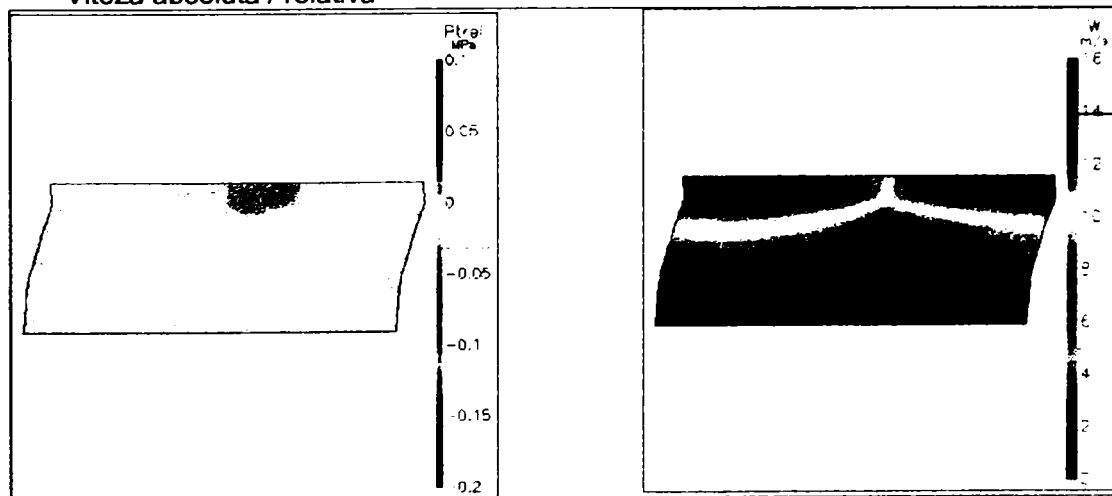
Posibilitatea modificării scării permite modelarea alternativă a unei componente la dimensiunile modelului sau ale turbinei industriale. Tipul de mașină duce la selectarea automată a modulului de calcul pentru varianta respectivă.

- ◆ *Cea de-a treia etapă comportă generarea automată a rețelei de elemente finite.* Există posibilitatea rafinării rețelei, iar programul oferă informații referitoare la calitatea rețelei realizate. Asupra acestui aspect se va reveni în capitolul următor al prezentei lucrări.
- ◆ *În următoarea etapă se selectează proprietățile fluidului:* tipul de fluid (compresibil sau incompresibil), care duce la densitate, viscozitate, etc.
- ◆ *Trebuie stabilite apoi condițiile de exploatare, deci datele specifice regimului analizat.*
  - Pornind de la presiunea la intrare se introduce mărimea de ieșire (debit sau presiune statică la ieșire).
  - Regimul de exploatare este evidențiat prin: unghiul de intrare, presiunea totală la intrare, temperatura, debitul la ieșire respectiv presiunea statică la ieșire și rugozitatea frontierelor solide.
  - Interdependenței de o altă componentă paletată din amonte se face prin încărcarea profilului acesteia
- ◆ *Ultima etapă este calculul soluției care afișează numărul de iterații, reziduurile, etc.*

Programul generează un raport care poate fi setat pentru a evidenția parametrii hidrodinamici în diverse zone ale paletajului. Parametrii calculați de CFX- BladeGenPlus sunt scalari sau vectori, reprezentați grafic în diferite plane, astfel:

❖ în plan meridian (la diferite distanțe setabile)- **fig.3.3.8:**

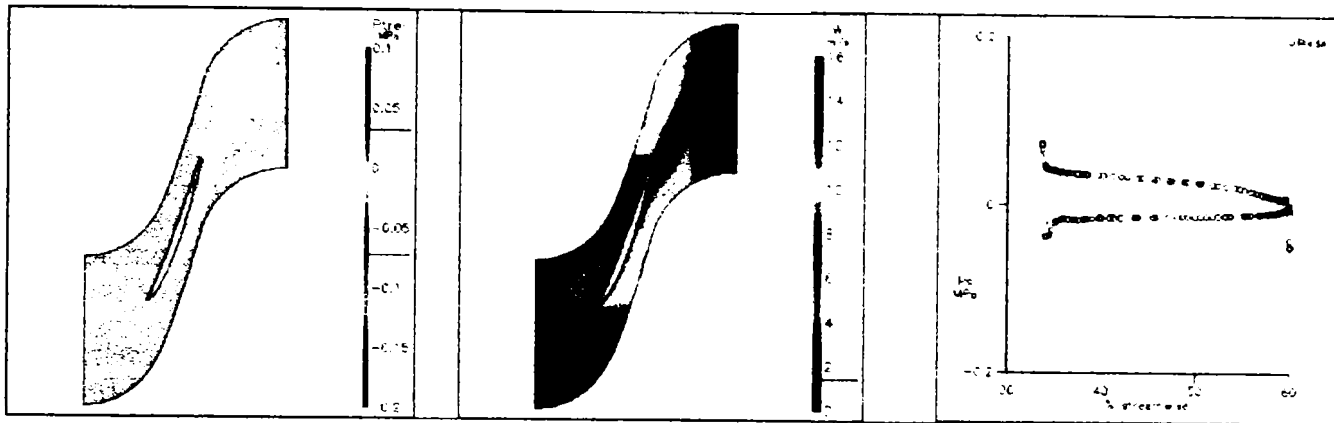
- Presiune absolută / relativă
- Viteză absolută / relativă



**Fig.3.3.1. Distribuții de presiuni, resp. viteze în plan meridian**

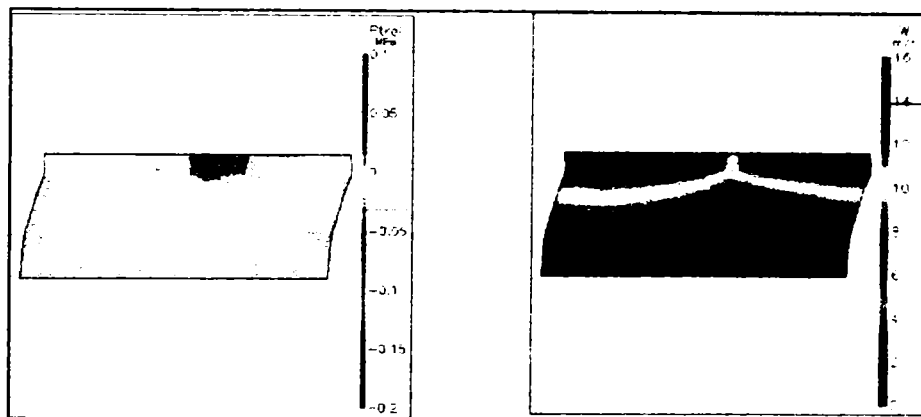
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

- ❖ Într-o secțiune cilindrică (la diverse raze de calcul setabile) desfășurată în plan (fig.3.3.2):
  - Presiune absolută /relativă
  - Viteza absolută /relativă – reprezentare vectorială sau sub formă de pictogramă
  - Încărcarea paletelor



**Fig.3.3.2. Distribuții de viteze și presiuni în secțiune cilindrică**

- ❖ pe suprafața de curent (la bordul de atac, bordul de fugă, etc.) –exemple în fig.3.3.3:
  - Presiune absolută /relativă
  - Viteza absolută /relativă



**Fig.3.3.3. Distribuții de viteze și presiuni pe suprafața de curent**

Raportul generat pune în evidență și o serie de elemente cinematice și unghiulare calculate (v. tabelul 3.3.1)

**Tabelul 3.3.1. Mărimi calculate**

Mărime	Intrare	Bord de atac	Bord de fugă	leșire	BA-BF	BF-BA	U.M.
Densitate	1000	1000	1000	1000	1.0000	0	kg/m <sup>3</sup>
Pstatic	0.0371367	0.0292329	-0.00800715	-0.00623023	-0.2739	-0.03724	MPa
Ptotal	0.0478679	0.0466	-0.00265027	-0.00312913	-0.0569	-0.0492503	MPa
Ptotal (rel)	0.000295579	-0.000265405	-0.00545739	-0.00563647	20.5625	-0.00519199	MPa
Urms	11.3771	9.93933	9.89645	9.62704	0.9957	-0.04288	m/s
V <sub>m</sub> (merid)	1.94156	3.45298	3.02013	2.58375	0.8746	-0.43285	m/s
V <sub>t</sub> (abs tang)	4.157	4.81404	0.179166	0.130694	0.0372	-4.63487	m/s
V (abs total)	4.58806	5.92436	3.02544	2.58705	0.5107	-2.89892	m/s
Unghiul de curgere (absolut)	64.9648	54.3491	3.39503	2.89573	0.0625	-50.9541	grade
W <sub>t</sub> (rel tang)	-7.22008	-5.12529	-9.71729	-9.49635	1.8959	-4.592	m/s
W (rel total)	7.47657	6.17994	10.1758	9.84156	1.6486	3.99586	m/s
Unghiul de curgere (relativ)	-74.9486	-56.0313	-72.7347	-74.7796	1.2981	-16.7034	grade

## Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice

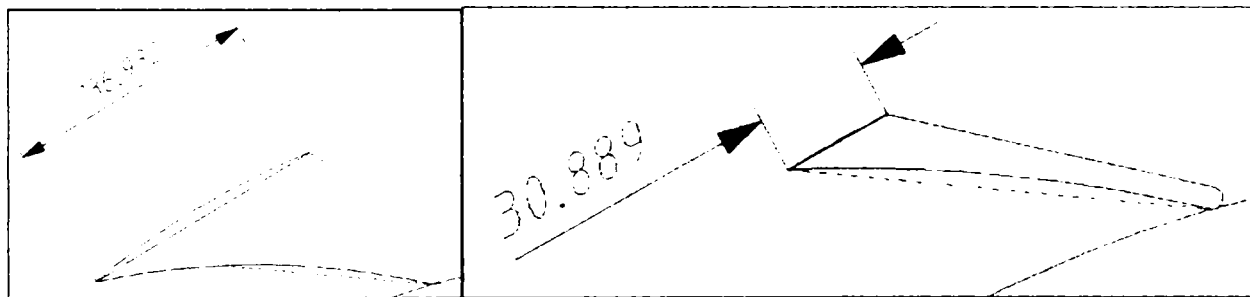
Datorită faptului că uzual se impune un număr ridicat de rulări ale programului atunci când se dorește explorarea unui domeniu de funcționare a unui model, s-a creat un program ajutător care să automatizeze rularea. Instrucțiunile aferente pentru una din aplicațiile realizate în cadrul tezei sunt inserate în **ANEXA 1**.

Programul de automatizare a rulării poate fi adaptat în funcție de necesități, specificându-se datele aferente regimurilor care urmează a fi analizate. Avantajele acestui mod de lucru sunt evidente:

- rularea se efectuează automat, fără prezența utilizatorului;
- se evită erorile de utilizator legate de introducerea manuală a datelor.

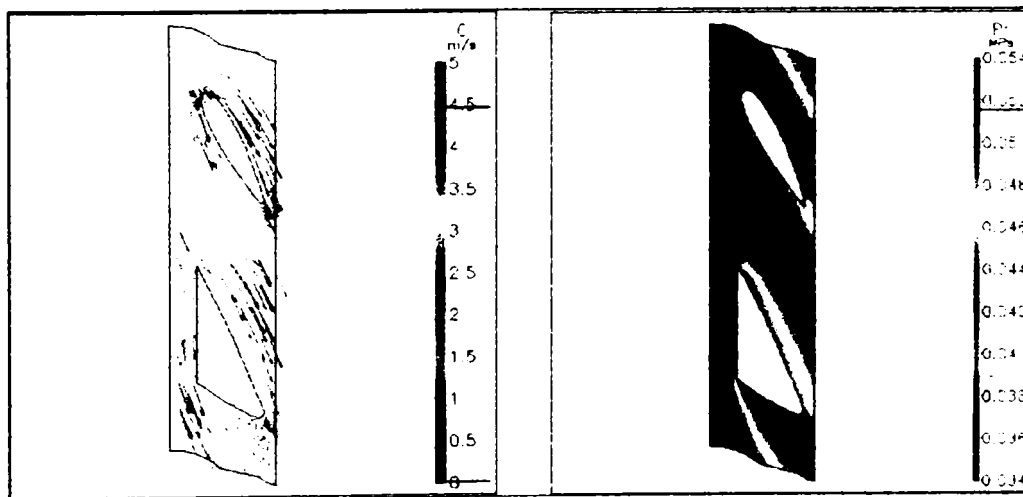
O primă analiză s-a referit la oportunitatea modificării formei pintelului camerei spirale la un model de turbină Kaplan, deoarece s-a presupus că forma actuală a pintelului induce vibrații la nivelul paletelor rotorice care afectează rezistența acestora. Acestea s-ar datora apariției și propagării în aval a vârtejurilor generate de pintel. Folosind programul de analiză rapidă CFX-BladeGenPlus în diferite regimuri s-au obținut unele rezultate care au demonstrat capacitatea de uniformizare a curentului a aparatului director cu palete construite din profile simetrice.

Pintelul utilizat până în prezent are grosimea măsurată pe coarda cercului de intrare în stator de 136,9 mm (**fig. 3.3.4 a**) față de pintelul nou (**fig.3.3.4 b**) cu 30,9 mm (raport: 4,43: 1). Deci local, pintelul vechi realizează un coeficient local (doar în zona pintelului) de obstrucție de 4,4 ori mai mare decât varianta nouă.



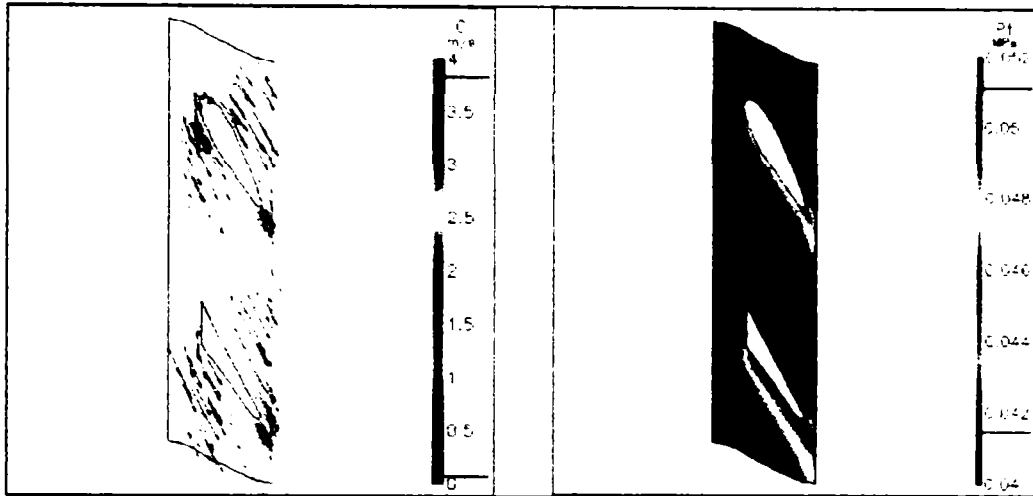
**Fig.3.3.4. Grosimea pintelului (măsurată pe coarda cercului de intrare în stator)**

Aplicația s-a realizat analizând calitativ în regimul optim și la cădere maximă, respectiv minimă, distribuțiile de viteze și presiuni specifice acestor regimuri, corelând datele de intrare într-un element din aval cu datele de ieșire ale elementului paletat din amonte. Se prezintă distribuțiile de viteze și presiuni în stator (zona pintelului)- **fig.3.3.5... fig.3.3.8**, aparat director (**fig.3.3.9 ... fig.3.3.12**) și rotor (**fig.3.3.13 și fig.3.3.16**) în punctul optim, cu rugozitatea impusă de proiect.



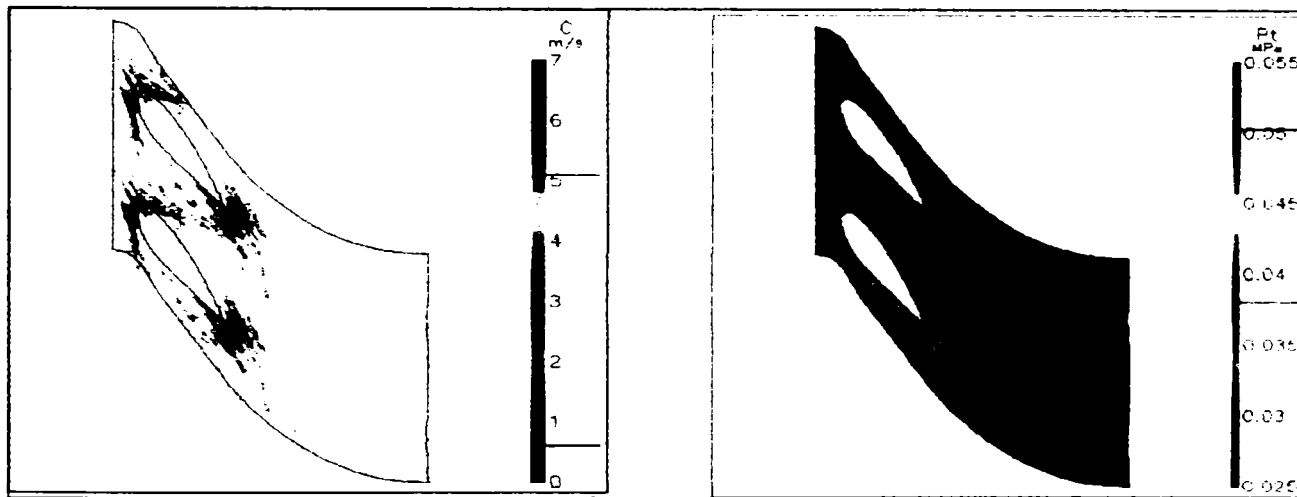
**Fig.3.3.5. Viteză absolută în stator**  
Model, pintel vechi, rugozitate reală, regim optim

**Fig.3.3.6. Presiune absolută în stator**  
Model, pintel vechi, rugozitate reală, regim optim



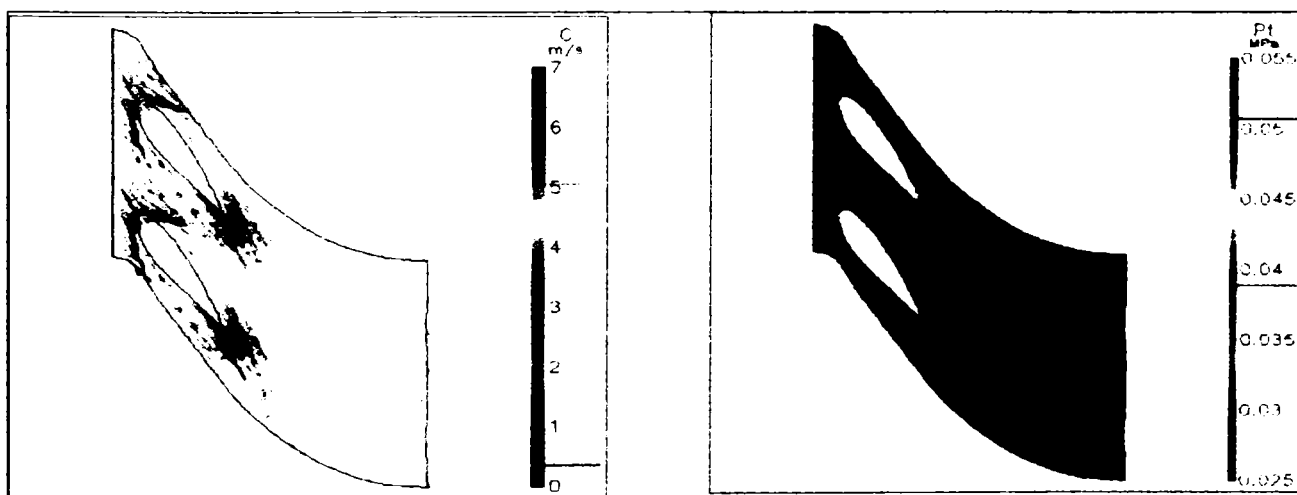
**Fig.3.3.7. Viteză absolută în stator**  
 Model, pinten nou, rugozitate reală, regim optim

**Fig.3.3.8. Presiune absolută în stator**  
 Model, pinten nou, rugozitate reală, regim optim



**Fig.3.3.9. Viteză absolută în aparatul director**  
 Model, pinten vechi, rugozitate reală, regim optim

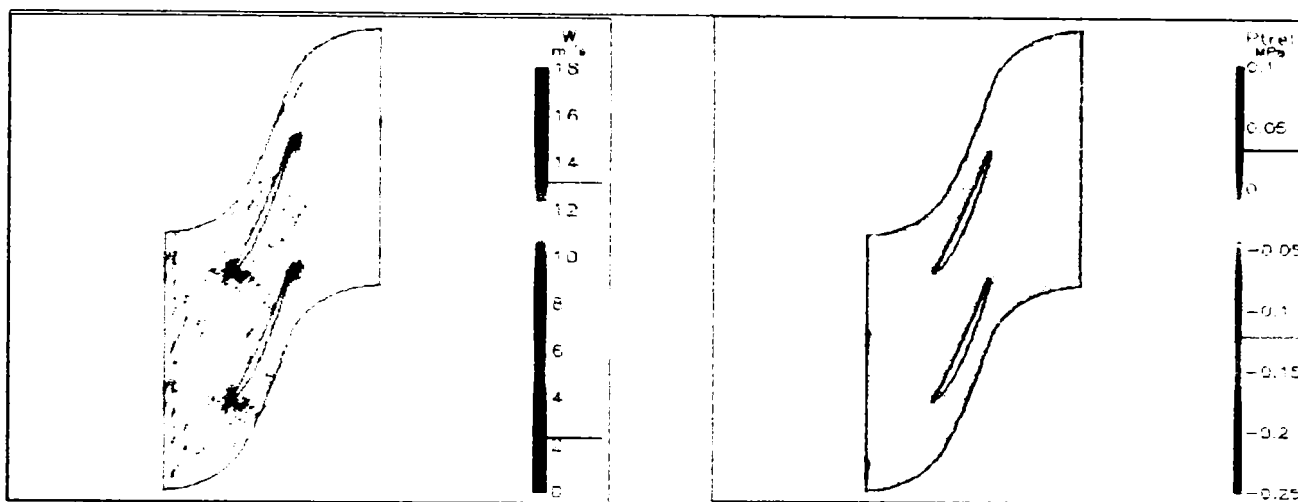
**Fig.3.3.10. Presiune absolută în aparatul director**  
 Model, pinten vechi, rugozitate reală, regim optim



**Fig.3.3.11. Viteză absolută în aparatul director**  
 Model, pinten nou, rugozitate reală, regim optim

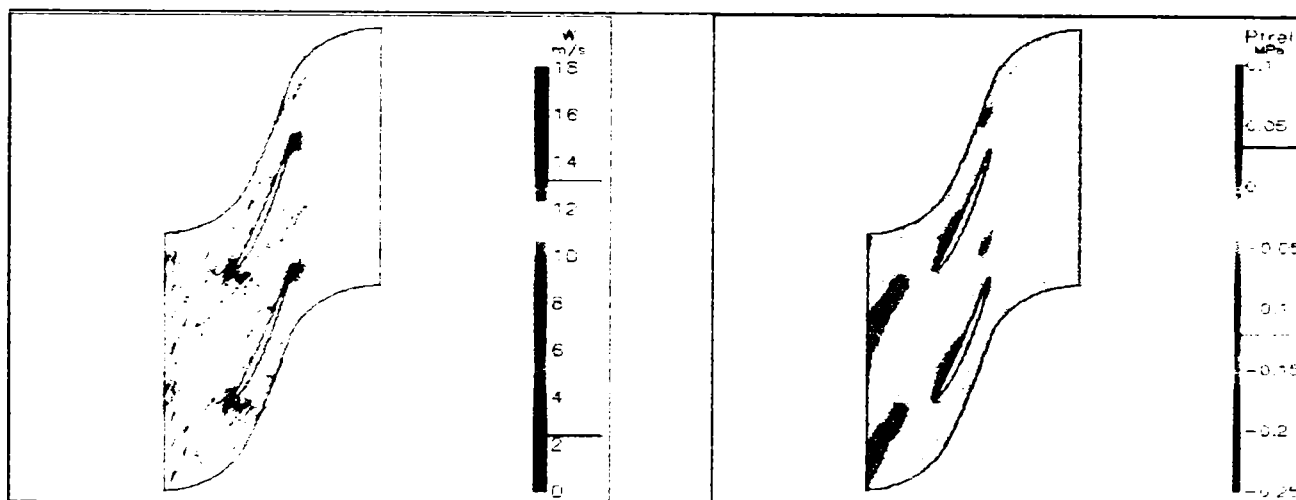
**Fig.3.3.12. Presiune absolută în aparatul director**  
 Model, pinten nou, rugozitate reală, regim optim





**Fig.3.3.13. Viteză relativă în rotor**  
Model. pinten vechi, rugozitate reală, regim optim

**Fig.3.3.14. Presiune relativă în rotor**  
Model. pinten vechi, rugozitate reală, regim optim



**Fig.3.3.15. Viteză relativă în rotor**  
Model. pinten nou, rugozitate reală, regim optim

**Fig.3.3.16. Presiune relativă în rotor**  
Model. pinten nou, rugozitate reală, regim optim

S-au obținut următoarele valori calculate, prezentate în: **tabelul 3.3.2** – date calculate pentru rotor în aval de stator cu pinten vechi, **tabelul 3.3.3.** – date calculate pentru rotor în aval de stator cu pinten nou, **tabelul 3.3.4** – diferențe de valori între cele două variante):

**Tabelul 3.3.3. Date calculate pentru rotor în aval de pinten vechi**

Mărime	Intrare	Bord de atac	Bord de fugă	Ieșire	BA-BF	BF-BA	U.M.
Densitate	1000	1000	1000	1000	1.0000	0	kg/m <sup>3</sup>
Pstatic	0,033	0,023	-0,034	-0,031	-1,488	-0,056	MPa
Ptotal	0,047	0,045	-0,025	-0,026	-0,564	-0,070	MPa
Ptotal (rel)	-0,016	-0,016	-0,023	-0,024	1,472	-0,008	MPa
Urms	13,481	11,750	11,726	11,403	0,998	-0,024	m/s
V <sub>m</sub> (merid)	2,388	4,129	3,728	3,120	0,903	-0,401	m/s
V <sub>i</sub> (abs tang)	4,556	5,277	-0,305	-0,445	-0,058	-5,582	m/s
V (abs total)	5,144	6,700	3,740	3,151	0,558	-2,960	m/s
Unghiul de curgere (absolut)	62,339	51,961	-4,672	-8,122	-0,090	-56,633	grade
W <sub>t</sub> (rel tang)	-8,925	-6,473	-12,031	-11,848	1,859	-5,558	m/s
W (rel total)	9,239	7,677	12,595	12,252	1,641	4,918	m/s
Unghiul de curgere (relativ)	-75,021	-57,468	-72,783	-75,248	1,267	-15,315	grade

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

**Tabelul 3.3.3. Date calculate pentru rotor în aval de stator cu pinten nou**

Mărime	Intrare	Bord de atac	Bord de fugă	leșire	BA-BF	BF-BA	U.M.
Densitate	1000	1000	1000	1000	1	0	kg/m <sup>3</sup>
Pstatic	0,034	0,024	-0,032	-0,030	-1,370	-0,056	MPa
Ptotal	0,048	0,046	-0,024	-0,025	-0,527	-0,070	MPa
Ptotal (rel)	-0,014	-0,015	-0,022	-0,022	1,506	-0,007	MPa
Urms	13,481	11,750	11,726	11,403	0,998	-0,024	m/s
V <sub>m</sub> (merid)	2,387	4,120	3,728	3,119	0,905	-0,392	m/s
V <sub>t</sub> (abs tang)	4,537	5,252	-0,306	-0,447	-0,058	-5,559	m/s
V (abs total)	5,127	6,676	3,740	3,151	0,560	-2,935	m/s
Unghiul de curgere (absolut)	62,258	51,890	-4,695	-8,162	-0,091	-56,585	grade
W <sub>t</sub> (rel tang)	-8,944	-6,497	-12,032	-11,850	1,852	-5,535	m/s
W (rel total)	9,256	7,693	12,596	12,254	1,637	4,903	m/s
Unghiul de curgere (relativ)	-75,059	-57,620	-72,786	-75,253	1,263	-15,166	grade

**Tabelul 3.3.4. Diferențe calculate pentru cele două variante**

Mărime	Intrare	Bord de atac	Bord de fugă	leșire	BA-BF	BF-BA	U.M.
Densitate	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	kg/m <sup>3</sup>
Pstatic	0,001	0,001	0,001	0,001	0,118	0,000	MPa
Ptotal	0,001	0,001	0,001	0,001	0,037	0,000	MPa
Ptotal (rel)	0,001	0,001	0,001	0,001	0,034	0,000	MPa
Urms	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	m/s
V <sub>m</sub> (merid)	-0,001	-0,009	0,000	-0,001	0,002	0,008	m/s
V <sub>t</sub> (abs tang)	-0,018	-0,024	-0,001	-0,002	-0,001	0,023	m/s
V (abs total)	-0,017	-0,025	0,000	0,000	0,002	0,024	m/s
Unghiul de curgere (absolut)	-0,081	-0,070	-0,023	-0,040	-0,001	0,047	grade
W <sub>t</sub> (rel tang)	-0,018	-0,024	-0,002	-0,002	-0,007	0,023	m/s
W (rel total)	0,017	0,016	0,001	0,002	-0,003	-0,015	m/s
Unghiul de curgere (relativ)	-0,038	-0,152	-0,003	-0,006	-0,003	0,148	grade

În urma cercetărilor efectuate și pe baza rezultatelor calitative și cantitative obținute s-a ajuns la următoarele concluzii:

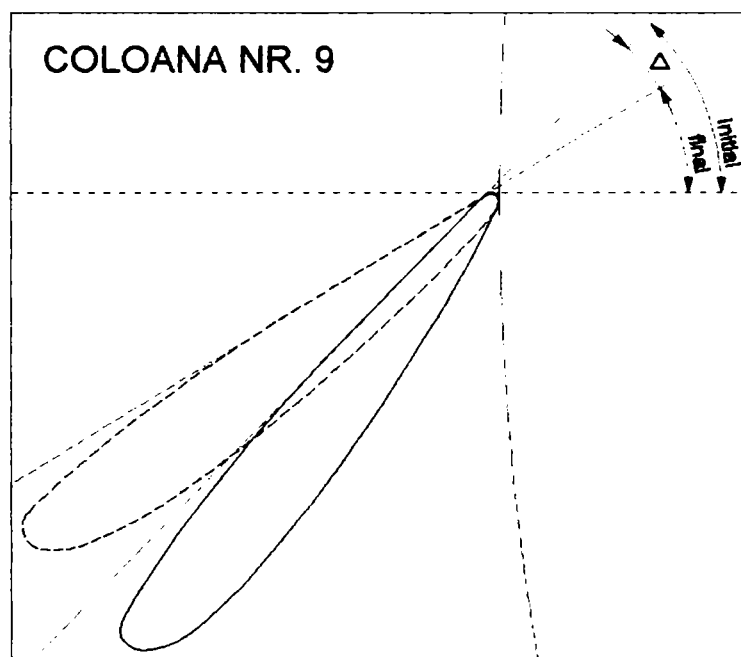
1. Pintenul vechi duce la o zonă relativ extinsă de viteze reduse în zona lui de influență, dar efectele acesteia sunt atenuate complet de aparatul director.
2. În toate cazurile analizate nu apar indicii care să sugereze desprinderi majore sau schimbări bruște de direcție a vitezei, care ar putea genera vârtejuri Karman.
3. Câmpul de presiuni nu prezintă gradienti mari sau zone de presiuni foarte reduse.
4. Diferențele între elementele cinematice și unghiulare calculate pentru rotor în cele două variante (având în amonte statorul cu pintenul vechi, respectiv statorul cu pintenul nou) sunt nesemnificative.
5. Randamentele calculate pentru cele două variante sunt:  
 $\eta_{\text{vechi}} = 88,91\%$ , respectiv  $\eta_{\text{nou}} = 88,98\%$   
iar măsurătorile efectuate în ștandul de garanție pentru ambele variante în punctul respectiv au dus la  
 $\eta = 88,5\%$
6. Pentru a analiza comportarea hidrodinamică teoretică a turbinelor în exploatare realizate pe baza modelului analizat ar trebui să se știe pentru fiecare dintre ele:
  - regimul sau regimurile preferențiale de exploatare și ponderea acestora;
  - traseul hidraulic real al fiecărei amenajări în parte



**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

**Tabelul 3.3.5. Diferențe unghiulare de dispunere a coloanelor satorice**

Col.	Valoare variantă a)	Valoare variantă b)	DIFERENȚA
1.	68°55'18"	63°59'09"	4°56'09"
2.	68°55'18"	63°07'02"	5°48'16"
3.	68°55'18"	62°13'13"	6°42'05"
4.	68°55'18"	61°17'14"	7°38'04"
5.	68°55'18"	60°14'28"	8°46'44"
6.	68°55'18"	59°05'53"	9°49'25"
7.	68°55'18"	57°47'52"	11°07'26"
8.	64°00'49"	54°51'01"	9°09'48"
9.	48°01'55"	33°10'03"	14°51'52"
10.	48°03'23"	19°23'55"	28°39'28"
11.	23°19'53"	03°44'08"	19°35'45"
12.	Pinten	Pinten	Pinten



**Fig.3.3.18. Definierea unghiului de dispunere a coloanelor satorice**

S-a realizat un program de calcul al randamentului în limbajul intern al programului CFX-TASCflow pentru calculul randamentului și suplimentar s-au determinat distribuții de viteze, presiuni și energia cinetică turbulentă.

Programul de calcul creat este listat în **ANEXA 2**.

Rulând programul creat pe ansamblul turbinei pentru punctul de calcul al mașinii și situația **a)**, respectiv **b)** de dispunere a coloanelor satorice s-a urmărit în primul rând comparația randamentelor în ambele cazuri, deoarece o diferență semnificativă de randamente ar fi justificat re poziționarea coloanelor satorice. S-a presupus că scăderea randamentului nu alterează doar producția de energie a agregatului, dar are drept consecință și apariția unor solicitări suplimentare.

Calculul s-a efectuat pe o rețea multibloc de elemente finite de aproximativ 1.000.000 noduri, fiind necesar un timp de rulare de 6 ore pe un calculator P4/1200GHz, memorie RAM 1 GB pentru fiecare dintre variantele analizate. Rularea s-a efectuat în varianta "rotor înghețat".

În cazul variantei originale randamentul total al mașinii este:

$$\eta_{\text{tah}} = 0,88908124$$

iar în cazul variantei modificate este:

$$\eta_{\text{tah}} = 0,89718074$$

Efectuând diferența între cele două randamente, se va obține o creștere efectivă de randament de:

$$D(\eta_{\text{tah}}) = 0,0080995$$

pentru punctul de calcul al turbinei industriale.

Diferența dintre cele două randamente este de 0,8 %, deci în cazul studiat modificarea nu ar aduce o creștere semnificativă de randament și deci investiția în modificarea poziției statorului nu se justifică.

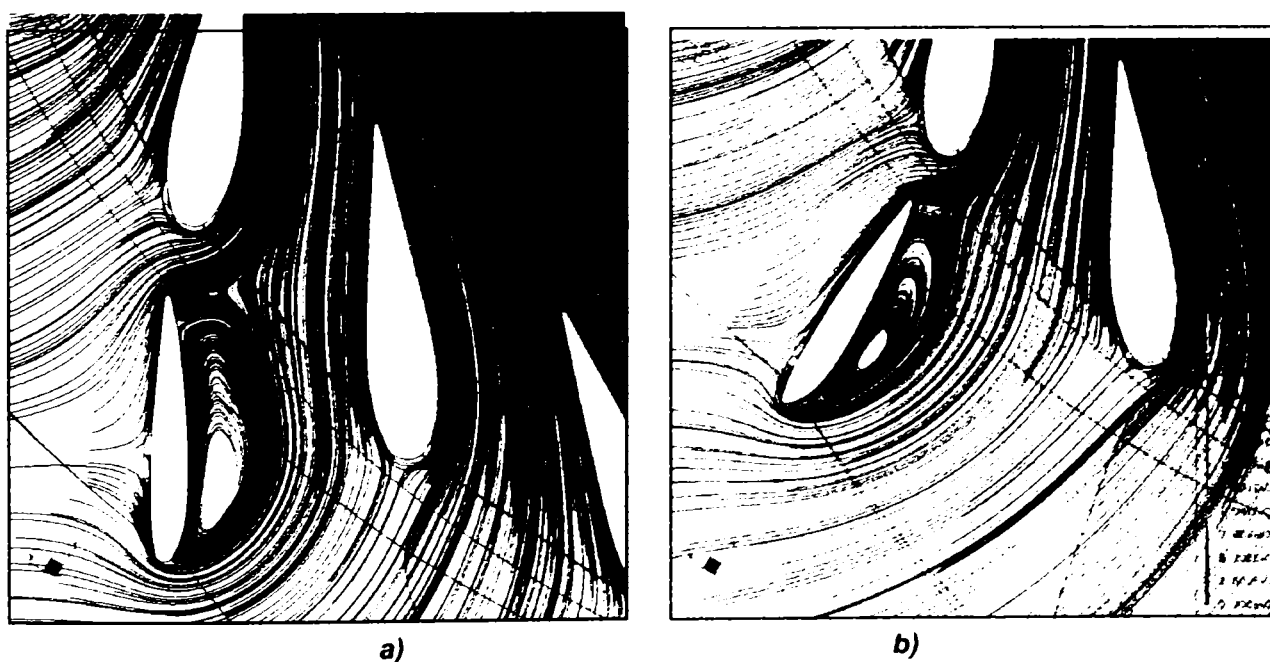
**Analizând câmpul hidrodinamic calculat pentru ambele cazuri se pot remarca următoarele aspecte:**

- Distribuția de viteze în zona coloanei poziționată în modul cel mai dezavantajos indică vârtejuri care se propagă înspre aparatul director, pe o zonă mai extinsă (aproximativ 30% din coarda profilului) în cazul a) decât în cazul b) unde desprinderi se produc doar pe 12% din lungimea corzii – **fig.3.3.19.**



**Fig.3.3.19. Distribuția de viteze (reprezentare vectorială) în zona stator-aparat director**

- Liniile de curent în același detaliu indică existența vârtejurilor și incidența desprinderilor în ambele cazuri, situația mai dezavantajoasă fiind cazul a) – **fig.3.3.20.**

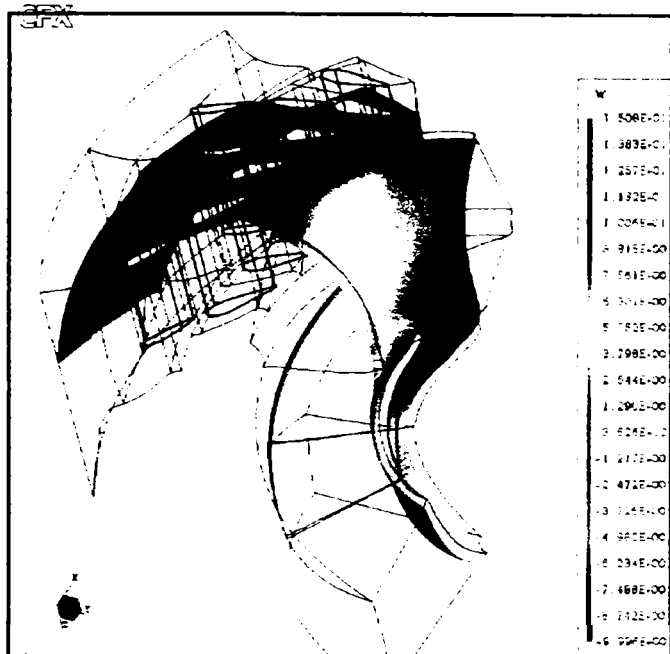


**Fig.3.3.20. Linii de curent în zona stator-aparat director**

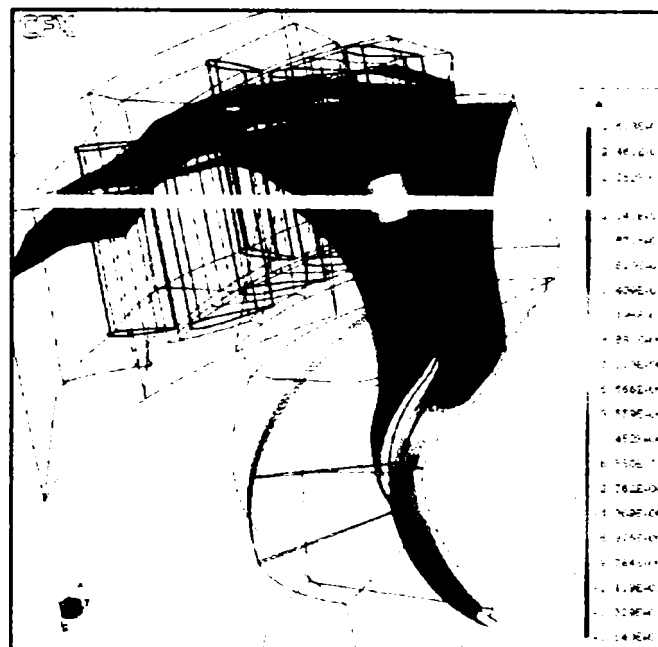
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

- Viteza relativă în zona rotorului nu indică diferențe semnificative între cele două variante, valorile fiind aproximativ aceleași (fig.3.3.21). Astfel:

- \* Viteza relativă în zona bordului de atac ia valori de 15,035 m/s înspre intradosul profilului de la butuc, respectiv 3,126 m/s pe extrados în cazul variantei a) , iar pentru variante b) aceste valori sunt de 15,325 m/s, respectiv 3,418 m/s.
- \* Pe bordul de fugă viteza relativă ia valori de 4,231 m/s pentru varianta inițială, respectiv 4,512 m/s pentru varianta cu modificări.



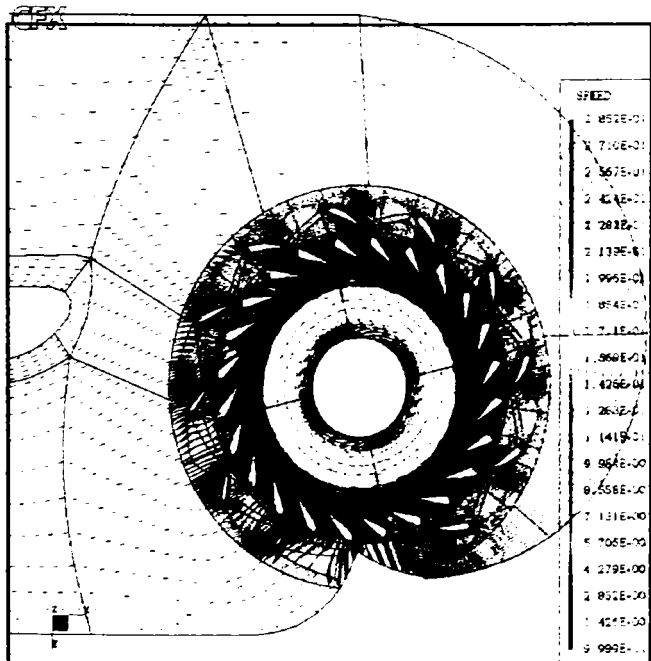
a)



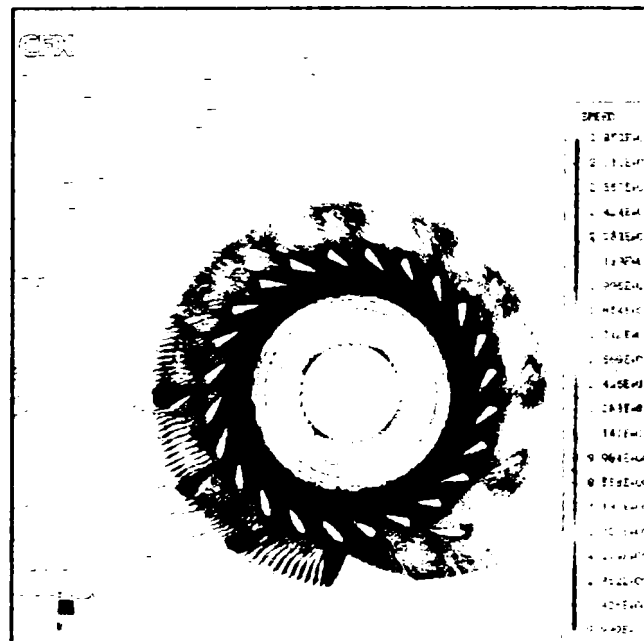
b)

**Fig.3.3.21. Câmpul vitezei relative**

- Distribuția de viteze în ansamblul mașinii reprezentată sub formă vectorială indică uniformizarea curentului după aparatul director în ambele cazuri (fig.3.3.22).



a)

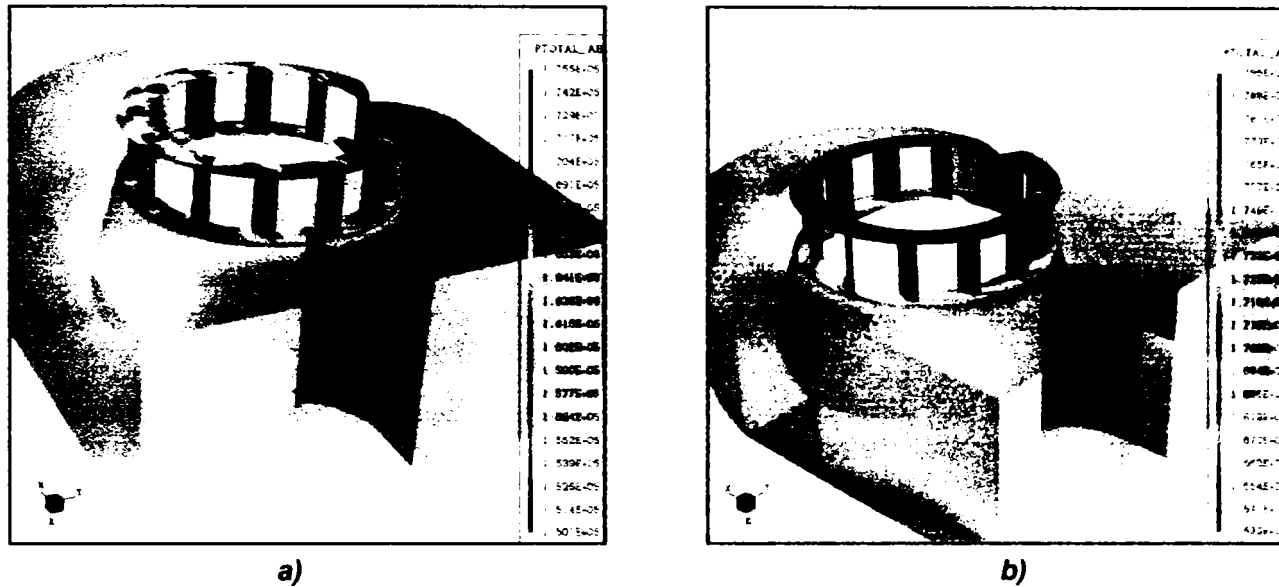


b)

**Fig.3.3.22. Vectorii viteze în ansamblul mașinii**

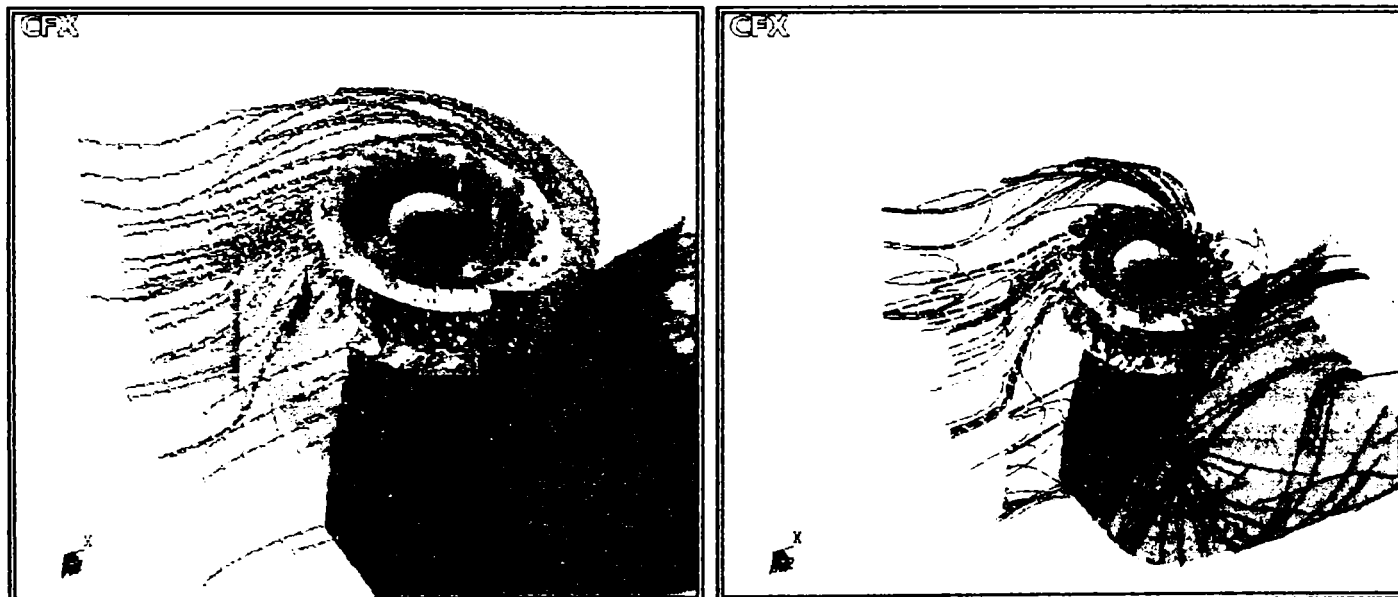
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

- Distribuția de presiuni nu prezintă diferențe importante (fig.3.3.23) decât în zona statorului, presiunea totală absolută maximă fiind de 175.500 Pa pentru varianta a) față de 179.600 Pa pentru varianta b).



**Fig.3.3.30. Distribuția presiunii absolute în ansamblul mașinii pentru ambele variante**

- Vizualizarea curgerii realizată pentru varianta inițială nu afișează vârtejuri care să se propage înspre aval (fig.3.3.31 a, b).



**Fig.3.3.31. Vizualizarea curgerii în ansamblul mașinii**

Diferența de randament probabilă de  $\Delta\eta = 0,8\%$  pentru cazul modificării poziției unor coloane statorice ar duce la un spor de putere de  $\Delta P = 424kW$  pentru întreaga amenajare, având în vedere că există  $n = 2$  agregate de acest tip, cu o putere instalată / agregat de aproximativ  $P_{inst} = 26,5MW$ .

$$\Delta P = P_{inst} \cdot \Delta\eta \cdot n$$

$$\Delta P = 26,5MW / agregat \cdot 0,008 \cdot 2agregate = 0,424MW / centrala$$

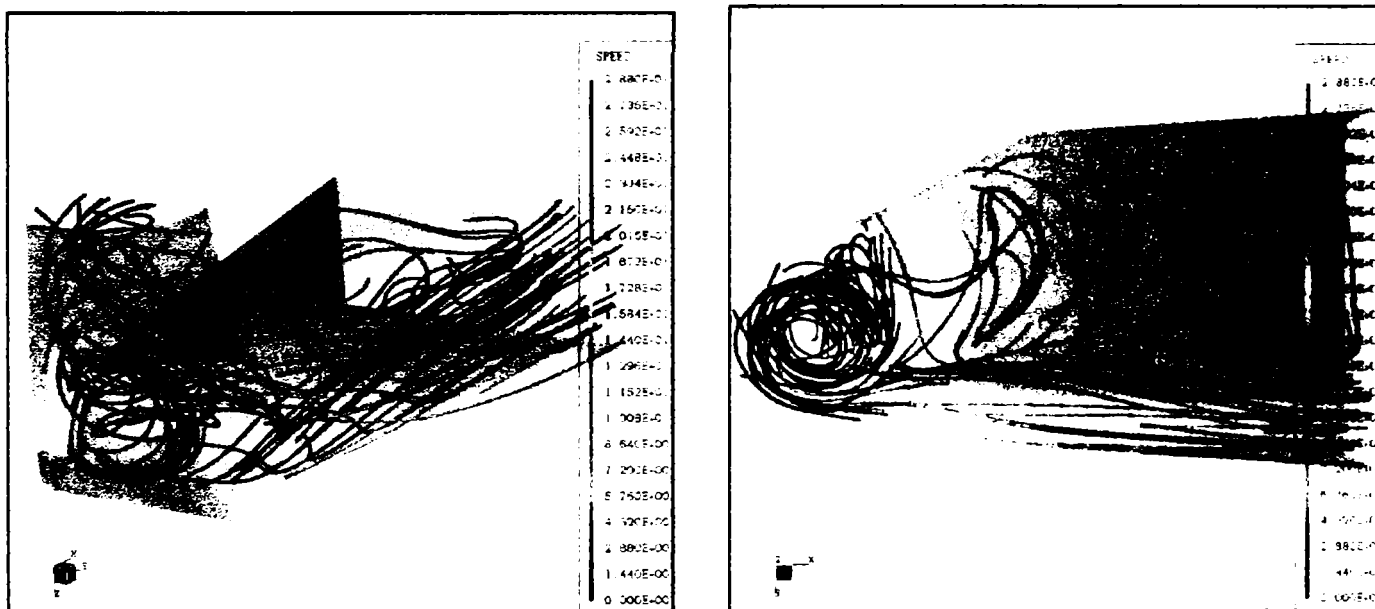
**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Presupunând că această centrală hidroelectrică funcționează 3.000 de ore/ an la putere nominală, sporul de putere realizat ar fi de 1.272 MWh/an, dar trebuie avute în vedere următoarele aspecte:

- Modificarea poziției unora din coloanele statorice ar duce la oprirea agregatelor pentru cel puțin două săptămâni, pierderea de producție de energie fiind în acest caz de 6.115 MWh. Plusul de producție nu ar compensa această pierdere decât în 4,8 de ani. Nu s-a luat în calcul costul acestei modificări.
- Mașinile în cauză funcționează de peste 20 de ani, iar vibrațiile sesizate în timpul exploatarei sunt datorate probabil uzurii componentelor, regimurilor de exploatare și eventual formei tubului de aspirație.

În aceleași condiții de funcționare, ținând cont că schimbarea poziției coloanelor statorice implică oprirea mașinii pentru cel puțin două săptămâni, pierderea de producție de energie aferentă s-ar recupera în peste 5 ani, fără a mai lua în calcul costurile generate de intervenția respectivă.

Această afirmație este cauzată de observațiile făcute pe parcursul analizelor. S-a constatat că în ambele cazuri de dispunere a coloanelor statorice, curgerea în tubul de aspirație este deficitară chiar și pentru regimul nominal (fig.3.3.25). O cauză semnificativă este asimetria difuzorului tubului care generează o extinsă zonă de recirculare în chiar și în regimul optim de funcționare sau în regimul nominal.



**Fig.3.3.25. Distribuția de viteze pe liniile de curent în tubul de aspirație (regim nominal)**

Modelarea s-a făcut pentru regimul nominal al mașinilor precum și în regimul optim al modelului de garanție aferent, dar se poate efectua în orice alt regim. Pentru a fundamenta riguros rentabilitatea modificării poziției unor coloane statorice ar trebui analizate regimurile preponderente de exploatare, necunoscute la data efectuării modelării.

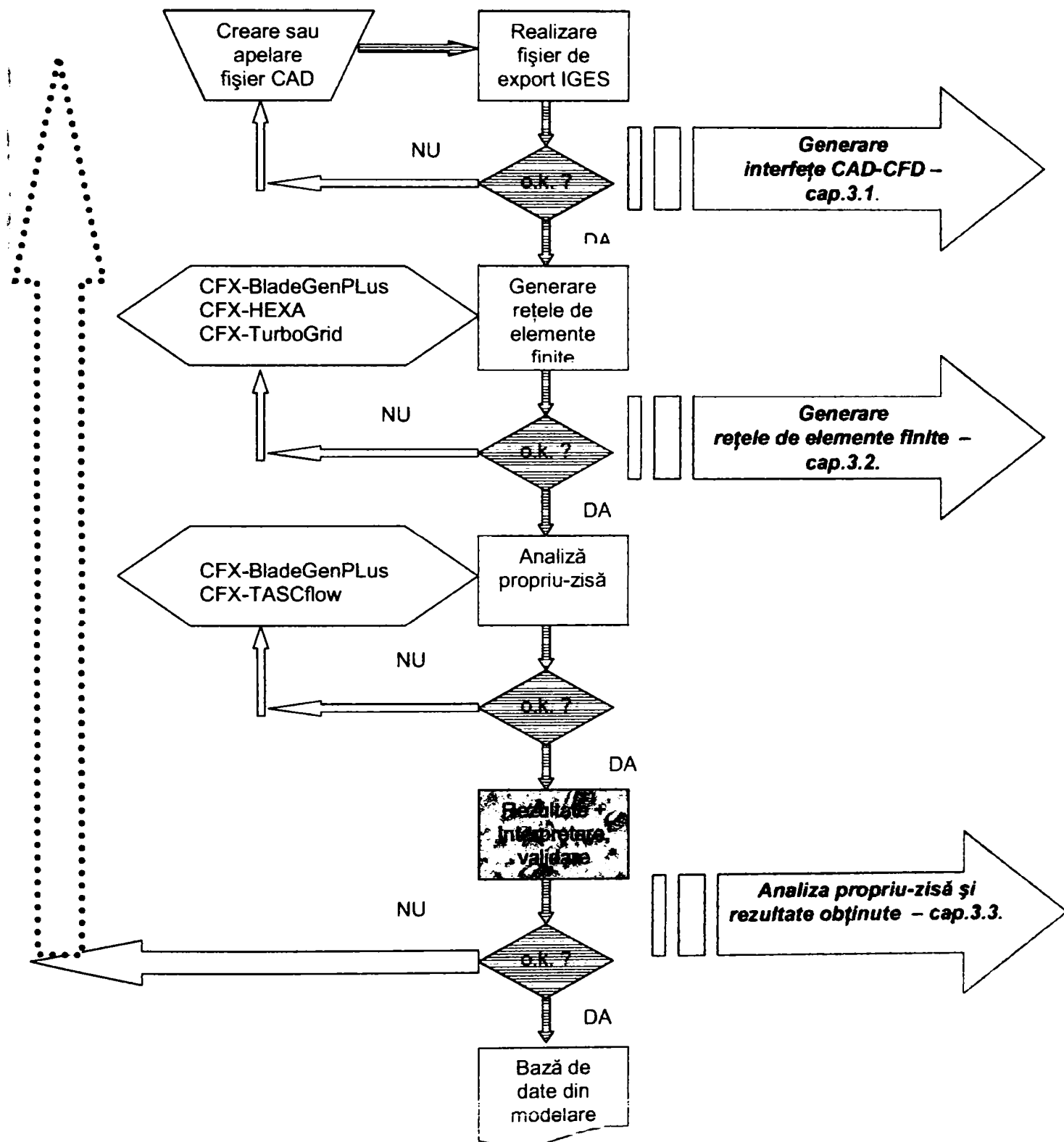
Totuși, cum se menționează în literatura de specialitate [7], [40] și cum rezultă din experiența acumulată [43], statorul unei turbine hidraulice este o rețea rară de profile, el având în primul rând o funcție mecanică, de rigidizare a ansamblului mașinii și de transmitere a unor forțe la fundația centralei hidroelectrice. Influența lui asupra curgerii intervine mai ales atunci când coloanele sunt "lungi" sau se execută o rețea deasă de profile, dublând numărul coloanelor [43]. Rezultate foarte apropiate s-au obținut pentru varianta a) prin transpunerea la scară a rezultatelor experimentale obținute pe un model în similitudine cu turbina analizată, diferența de randament între cel calculat și cel transpus din încercările experimentale fiind sub 0,5%. Din acest motiv rezultatele modelării pot fi considerate precise.

Trebuie subliniat faptul că analiza unei turbine de tip Kaplan în ansamblul ei este o noutate în domeniu, iar rezultatele obținute sunt de importanță practică deosebită, atât din punct de vedere tehnic cât și economic. Efectuarea unor încercări experimentale pe un model în similitudine geometrică totală ar fi dus la costuri suplimentare și la întârzierea soluționării problemei unei eventuale reamplasări a coloanelor statorice.



**3.4. Sinteză și concluzii**

Pe parcursul capitolului s-au descris principalele etape de implementare a tehnicilor de modelare utilizate în cercetările efectuate în pregătirea prezentei teze. Etapele de simulare prin metode de dinamica fluidelor asistată de calculator a comportării oricărei componente constitutive a circuitului hidraulic, respectiv a mașinii în ansamblu sunt cele date în **fig.3.4.1**.

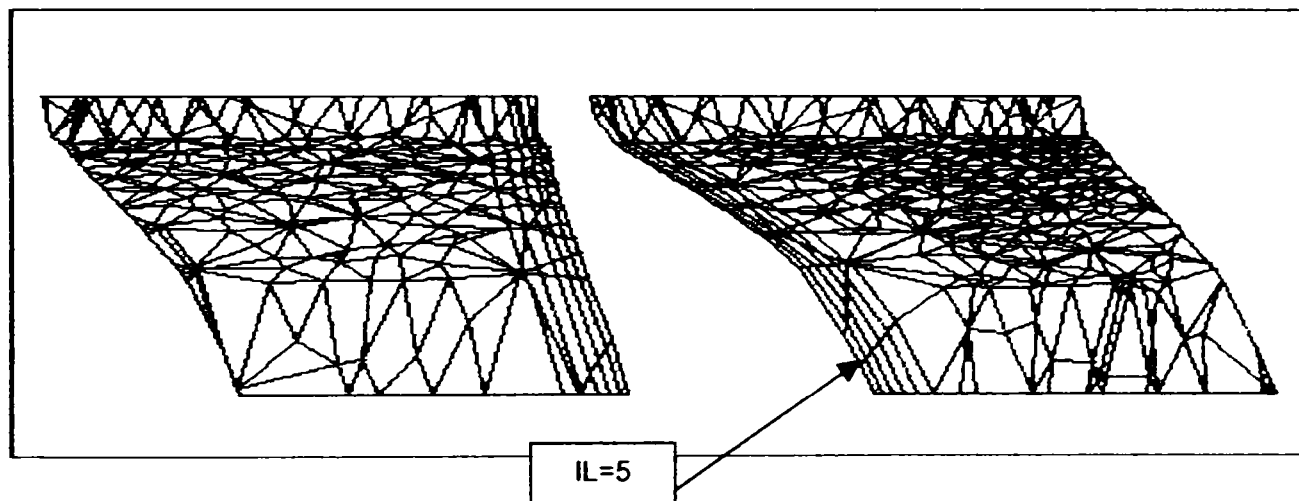


**Fig.3.4.1. Sinteza etapelor de implementare a tehnicilor de modelare**

După cum rezultă din schema bloc din *fig.3.4.1*, în primul paragraf al prezentului capitol sunt prezentate principiile generării interfețelor CAD-CFD, pomind de la modul de lucru al sistemului de proiectare asistată (Bentley Microstation). Trebuie precizat faptul că deși această primă etapă este neglijată în general de literatura de specialitate, totuși etapa de realizare a exportului de date specifice fișierului CAD către programul de generare a elementelor finite este ESENȚIALĂ pentru reușita și corectitudinea modelării. Indiferent de sistemul de proiectare asistată folosit, realizarea unor fișiere aparent corecte, dar din punct de vedere al calculatorului cu defecte (goluri, neînchiderea unor linii, suprafețe, etc.) duce invariabil la un export incorect al modelului geometric, fișierele respective nefiind acceptate de programul de generare a elementelor finite. De corectitudinea modelului geometric realizat în programul CAD depinde desfășurarea în bune condiții a simulării.

**Subcapitolul 3.2.** studiază problematica generării rețelelor de elemente finite necesare tehnicilor de analiză. Se indică facilitățile fiecărui program de generare elemente finite (CFX-BladeGenPlus, CFX-TurboGrid, CFX-HEXA).

Se detaliază opțiunile de optimizare a rețelelor de elemente finite în CFX-BladeGenPlus, factorul de rafinare și numărul de substraturi adiacente profilului în vederea simulării stratului limită (*fig.3.4.2*).



**Fig.3.4.2. Indicarea straturilor de rețete O (IL=5)**

Pentru un caz dat am prezentat tabelar și grafic variația numărului de noduri în funcție de factorul de rafinare, precum și dependența numărului de noduri în funcție de numărul de straturi rețele de elemente finite de tip O atașate frontierei solide a paletii (factorul IL).

⇒ Dependența numărului de noduri ( $x$ ) de factorul de rafinare ( $y$ ) este aproximativ un polinom de gradul doi, ecuația acestuia fiind:

$$y = -608,49 x^2 + 21,348 x + 10,581$$

⇒ Dependența numărului de noduri ( $x$ ) de factorul IL ( $y$ ) este o funcție liniară de expresie:

$$y = 1,156 x + 11,112$$

Desigur, valoarea coeficienților depinde de aplicația concretă și de valorile selectate pentru factorul de rafinare și factorul IL, dar din numeroasele modelări realizate am constatat că dependența numărului de noduri de factorul de rafinare este întotdeauna parabolică, iar numărul de noduri variază liniar în funcție de factorul IL.

Importanța practică a acestui aspect derivă din faptul că, creșterea numărului de noduri duce automat la creșterea duratei de rulare a programului, respectiv la utilizarea unor calculatoare mai performante. Corelația între finețea rețelei și precizia de modelare va fi analizată mai detaliat în cadrul capitolului următor.

S-au menționat și criteriile de verificare a calității rețelei de elemente finite generate, raportul de mărime în cazul CFX-BladeGen, precum și unghiurile minime, raportul de mărime, respectiv variația volumelor pentru celelalte programe de generare a rețelei. S-a exemplificat rezultatul generării unor REF multibloc pentru conul tubului de aspirație și pentru camera spirală poligonală specifice modelului analizat.

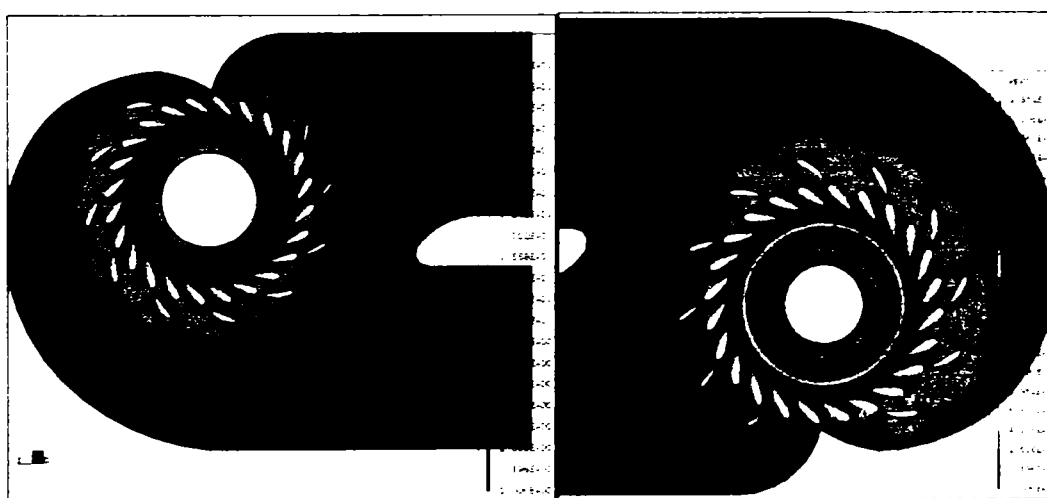
**Subcapitolul 3.3.** prezintă unele rezultate obținute în cadrul pregătirii prezentei teze, pornind de la modul de utilizare al programului CFX-BladeGenPlus, explicitând etapele de utilizare și afișând rezultatele care se pot obține. S-a inserat apoi o subrutină de automatizare a rulării în vederea optimizării realizării unor rulări multiple și s-au prezentat analize efectuate în vederea stabilirii influenței formei pintenului camerei spirale asupra curgerii în rotor (**fig.3.4.3**) pentru unele regimuri specifice modelului de turbină Kaplan analizat.



**Fig.3.4.3. Rotorul și câmpul vitezei relative la cădere maximă**

S-au făcut referiri la modelarea în programul complex de analiză, CFX-TASCflow, prezentând o aplicație comparativă pentru o turbină Kaplan cu stator neperiodic. Analiza a fost realizată în scopul verificării câmpului hidrodinamic în rotor, pentru a pune în evidență dacă modificarea poziției a două coloane statorice ar avea o influență asupra curgerii în rotor. În acest scop s-a efectuat simularea comportării întregii mașini, de la secțiunea de intrare în camera spirală la secțiunea din tubul de aspirație, pentru două variante: coloanele dispuse în poziția reală din centrală și două din coloanele repositionate. Analiza s-a realizat pentru regimul de calcul al mașinii industriale și pentru regimul optim al modelului aferent turbinei. S-a scris un program de calcul al randamentului în limbajul intern al CFX-TASCflow pentru a determina diferențele de comportare energetică pentru cele două variante.

După efectuarea rulărilor s-a constatat că modificarea poziției coloanelor ar duce la un spor de randament de 0,8% pentru regimul nominal și s-a calculat sporul de putere pe centrală. De asemenea, din verificarea câmpului hidrodinamic al mașinii (distribuții de viteze, presiuni în lungul liniilor de curent) a rezultat că dispunerea existentă a coloanelor generează vârtejuri la intrarea în aparatul director, care au o extindere mai amplă decât în cazul de repositionare, dar la ieșirea din aparatul director, câmpul hidrodinamic este optim, neindicând existența unor vârtejuri, desprinderi, etc (**fig.3.4.4**).



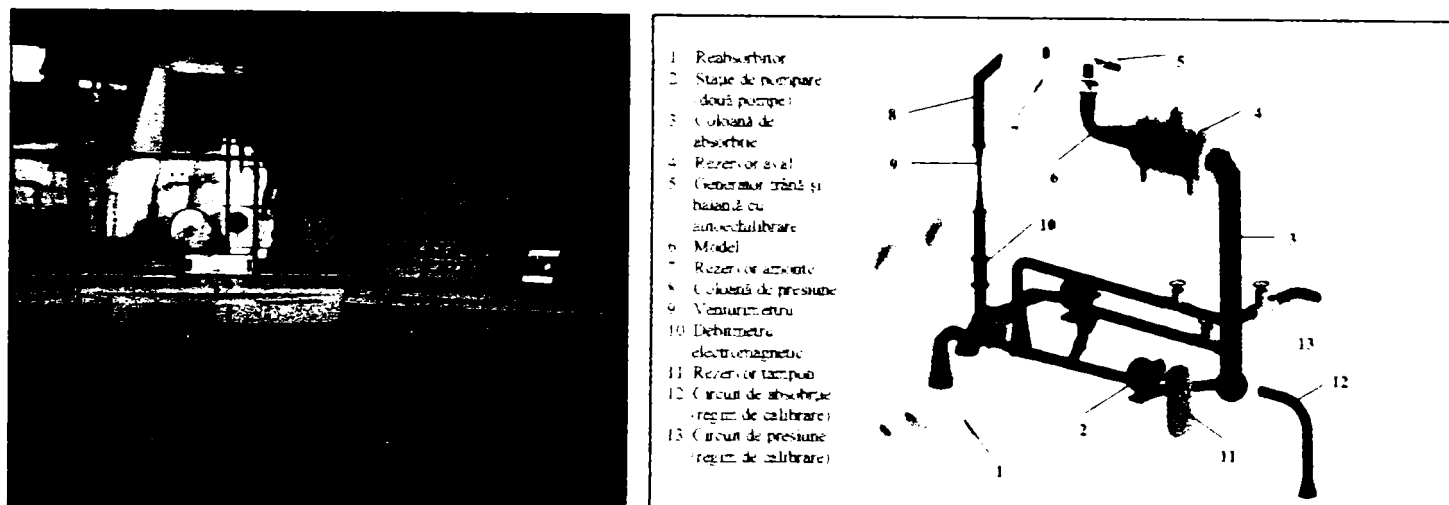
**Fig.3.4.4. Câmpul de viteze pentru cazul analizat**

## CAP.4. VALIDAREA REZULTATELOR OBȚINUTE PRIN CALCUL PE BAZA DATELOR EXPERIMENTALE

### 4.1. Rezultate experimentale și rezultatele calculului efectuate prin tehnicile de modelare

Datorită faptului că tehnicile de modelare utilizate permit calculul performanțelor energetice ale unei turbine, dar precizia rezultatelor depinde de mulți factori (abilitatea utilizatorului, corectitudinea modelului geometric folosit, corectitudinea generării rețelelor de elemente finite, etc.), rezultatele obținute prin calcul numeric trebuie validate în mod necesar cu rezultate obținute experimental [8], [10], [12].

Pentru validarea metodei s-au folosit datele achiziționate și prelucrate pentru un model de turbină Kaplan în ștandul de garanție al S.C. U.C.M. REȘIȚA S.A. (**fig.4.1.1**), care funcționează în concordanță cu prescripțiile codului CEI.



**Fig.4.1.1. Pupitrul de comandă al ștandului de garanție și circuitul hidraulic principal**

În vederea verificării valabilității rezultatelor calculate s-au modelat diverse curbe primare pentru modelul de turbină Kaplan, utilizând bazele de date (fișierele CAD și fișierele de elemente finite) aferente elementelor constitutive prezentate în **cap.3.1 și 3.2**. S-au recalculat punctele cuprinse din **tabelul 4.1.**, numărul de ordine al punctului fiind preluat din baza de date aferentă încercărilor.

Trebuie remarcat numărul mare de puncte utilizat pentru modelare, optând pentru mai multe deschideri ale rotorului, astfel încât să se acopere un domeniu de funcționare cât mai extins.

**TABELUL 4.1**

<b>Unghi <math>\phi_1</math></b>							
<b>Puncte</b>	<b>A0 [mm.]</b>	<b>Q11 [m3/s]</b>	<b>n11 [rpm]</b>	<b>Q[m3/s]</b>	<b>n[rad/sec]</b>	<b>p[bar]</b>	<b>Q[kg/s]</b>
9	21	0.631952	84.905685	0.353271908	39.76311378	0.4903325	353.2719076
11	21	0.654795	95.005699	0.366041533	44.49316226	0.4903325	366.0415328
13	21	0.675139	104.858337	0.377414175	49.10735936	0.4903325	377.4141746
15	21	0.691857	114.829315	0.386759821	53.77697757	0.4903325	386.7598207
17	21	0.707354	124.774811	0.395422907	58.43466203	0.4903325	395.422907
19	21	0.723119	134.742706	0.40423581	63.1028364	0.4903325	404.23581
<b>Puncte</b>	<b>A0 [mm.]</b>	<b>Q11 [m3/s]</b>	<b>n11 [rpm]</b>	<b>Q[m3/s]</b>	<b>n[rad/sec]</b>	<b>p[bar]</b>	<b>Q[kg/s]</b>
13	27	0.74254	104.518654	0.415092479	48.94827869	0.4903325	415.092479
15	27	0.767261	114.476944	0.428911938	53.61195484	0.4903325	428.9119381
17	27	0.787259	124.411079	0.44009116	58.2643187	0.4903325	440.09116
19	27	0.806361	134.3423	0.450769503	62.91531787	0.4903325	450.7695026
21	27	0.826301	144.256409	0.461916301	67.55830313	0.4903325	461.9163015
23	27	0.847112	154.12471	0.473550004	72.17983555	0.4903325	473.5500041
<b>Puncte</b>	<b>A0 [mm.]</b>	<b>Q11 [m3/s]</b>	<b>n11 [rpm]</b>	<b>Q[m3/s]</b>	<b>n[rad/sec]</b>	<b>p[bar]</b>	<b>Q[kg/s]</b>
15	33	0.830546	114.700813	0.464289329	53.71679739	0.4903325	464.2893286

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

17	33	0.858992	124.660583	0.480191126	58.38116666	0.4903325	480.191126
19	33	0.887664	134.591675	0.496219261	63.03210541	0.4903325	496.2192613
21	33	0.915225	144.560303	0.511626329	67.70062307	0.4903325	511.6263287
23	33	0.9425	154.479126	0.526873517	72.345816	0.4903325	526.8735172
25	33	0.97	164.265915	0.542246485	76.92917463	0.4903325	542.2464845

Puncte	A0 [mm.]	Q11 [mc./s]	N11 [rot/min]	Q[m3/s]	n[rad/sec]	p[bar]	Q[kg/s]
17	36	0.878945	124.692749	0.491345192	58.39623067	0.4903325	491.3451921
19	36	0.909019	134.593506	0.508157069	63.03296291	0.4903325	508.1570692
22	36	0.937981	144.55513	0.524347319	67.69820044	0.4903325	524.3473194
24	36	0.967306	154.453278	0.540740493	72.33371084	0.4903325	540.7404928
26	36	0.994543	164.401093	0.555966439	76.99248133	0.4903325	555.9664386
28	36	1.022478	174.310608	0.571582578	81.63331512	0.4903325	571.5825784

Puncte	A0 [mm.]	Q11 [m3/s]	n11 [rpm]	Q[m3/s]	n[rad/sec]	p[bar]	Q[kg/s]
19	39	0.932525	134.532608	0.521297323	63.0044431	0.4903325	521.2973227
21	39	0.965405	144.488144	0.539677801	67.6668295	0.4903325	539.6778015
23	39	0.997048	154.369385	0.557366776	72.29442198	0.4903325	557.3667762
25	39	1.032	164.363525	0.576905538	76.97488744	0.4903325	576.9055382
27	39	1.061577	174.31459	0.593439584	81.63517998	0.4903325	593.4395838
29	39	1.091629	184.116043	0.610239163	86.22540607	0.4903325	610.2391626

Puncte	A0 [mm.]	Q11 [m3/s]	n11 [rpm]	Q[m3/s]	n[rad/sec]	p[bar]	Q[kg/s]
19	45	0.972124	134.569626	0.543433837	63.02177941	0.4903325	543.4338366
21	45	1.006149	144.513626	0.56245439	67.67876325	0.4903325	562.4543899
23	45	1.042782	154.397888	0.582932859	72.30777054	0.4903325	582.9328594
25	45	1.079326	164.288071	0.603361576	76.93955075	0.4903325	603.3615765
27	45	1.115387	174.169739	0.623520288	81.56734322	0.4903325	623.5202883
29	45	1.152226	184.043274	0.644113915	86.19132682	0.4903325	644.1139154

Puncte	A0 [mm.]	Q11 [m3/s]	n11 [rpm]	Q[m3/s]	n[rad/sec]	p[bar]	Q[kg/s]
21	51	1.031252	144.410126	0.576487393	67.63029203	0.4903325	576.4873935
23	51	1.06709	154.269852	0.596521445	72.24780859	0.4903325	596.5214445
25	51	1.107185	164.164978	0.618935231	76.88190372	0.4903325	618.9352309
27	51	1.147993	174.048645	0.641747596	81.51063235	0.4903325	641.7475964
29	51	1.187886	183.880219	0.664048461	86.11496475	0.4903325	664.0484614
31	51	1.227337	193.741318	0.686102241	90.73312431	0.4903325	686.1022408

**Ungchi  $\phi_2$**

Puncte	A0 [mm.]	Q11 [m3/s]	n11 [rpm]	Q[m3/s]	n[rad/sec]	p[bar]	Q[kg/s]
3	21	0.663029	85.025383	0.370644479	39.81917087	0.4903325	370.6444788
5	21	0.682557	94.928185	0.381560963	44.45686083	0.4903325	381.5609626
7	21	0.696391	104.951363	0.389294404	49.15092539	0.4903325	389.2944037
9	21	0.709731	114.924881	0.39675169	53.82173313	0.4903325	396.7516904
11	21	0.724718	125.012955	0.405129678	58.54618986	0.4903325	405.1296781
13	21	0.736905	134.790161	0.411942418	63.12506057	0.4903325	411.9424182

Puncte	A0 [mm.]	Q11 [m3/s]	n11 [rpm]	Q[m3/s]	n[rad/sec]	p[bar]	Q[kg/s]
4	27	0.758976	85.126213	0.424280482	39.86639167	0.4903325	424.2804823
6	27	0.786537	94.918137	0.43968755	44.45215514	0.4903325	439.6875497
8	27	0.813743	104.947105	0.454896166	49.14893128	0.4903325	454.8961661
10	27	0.836314	114.995155	0.467513739	53.85464392	0.4903325	467.5137386
12	27	0.855287	124.961304	0.478119968	58.52200061	0.4903325	478.1199681
14	27	0.874427	134.748688	0.488819553	63.1056379	0.4903325	488.8195533

Puncte	A0 [mm.]	Q11 [m3/s]	n11 [rpm]	Q[m3/s]	n[rad/sec]	p[bar]	Q[kg/s]
6	33	0.858761	94.760315	0.480061993	44.37824378	0.4903325	480.0619931
8	33	0.89061	104.761353	0.497866125	49.06193972	0.4903325	497.8661254
10	33	0.921095	114.752716	0.514907758	53.74110465	0.4903325	514.9077584
12	33	0.951736	124.7593	0.532036598	58.4273979	0.4903325	532.0365982
14	33	0.979386	134.674561	0.547493418	63.07092267	0.4903325	547.4934181
16	33	1.004035	144.575272	0.561272628	67.70763337	0.4903325	561.2726279
18	33	1.032199	154.51506	0.577016783	72.36264464	0.4903325	577.0167826

Puncte	A0 [mm.]	Q11 [m3/s]	n11 [rpm]	Q[m3/s]	n[rad/sec]	p[bar]	Q[kg/s]
7	36	0.90811	99.774101	0.507648923	46.72630497	0.4903325	507.6489228
9	36	0.940069	109.556992	0.525514547	51.30783809	0.4903325	525.5145469
11	36	0.972477	119.519569	0.54363117	55.97352193	0.4903325	543.6311696
13	36	1.005556	129.527405	0.562122893	60.66040151	0.4903325	562.1228928
15	36	1.038722	139.624008	0.58066325	65.38885255	0.4903325	580.6632504
17	36	1.070176	149.430832	0.598246571	69.98159399	0.4903325	598.246571
19	36	1.098791	159.337952	0.614242842	74.62130616	0.4903325	614.2428423

## TEZĂ DE DOCTORAT

**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în  
concepția turbinelor hidraulice**

21	36	1.130823	169.28511	0.632149275	79.27976896	0.4903325	632.1492746
<i>Puncte</i>	<i>A0 [mm.]</i>	<i>Q11 [m3/s]</i>	<i>n11 [rpm]</i>	<i>Q[m3/s]</i>	<i>n[rad/sec]</i>	<i>p[bar]</i>	<i>Q[kg/s]</i>
8	39	0.950525	104.597816	0.531359629	48.98535191	0.4903325	531.3596286
10	39	0.983382	114.585426	0.54972725	53.66275924	0.4903325	549.72725
12	39	1.017808	124.563408	0.568971969	58.33565756	0.4903325	568.971969
14	39	1.052576	134.301453	0.588407872	62.89618836	0.4903325	588.4078719
16	39	1.087889	144.229172	0.608148439	67.54554747	0.4903325	608.148439
18	39	1.123651	154.175186	0.628140005	72.20347452	0.4903325	628.1400047
20	39	1.157567	164.069336	0.647099625	76.83711256	0.4903325	647.0996251
<i>Puncte</i>	<i>A0 [mm.]</i>	<i>Q11 [m3/s]</i>	<i>n11 [rpm]</i>	<i>Q[m3/s]</i>	<i>n[rad/sec]</i>	<i>p[bar]</i>	<i>Q[kg/s]</i>
9	45	1.024945	114.580849	0.572961673	53.66061573	0.4903325	572.9616733
11	45	1.06245	124.567566	0.593927606	58.33760484	0.4903325	593.9276057
13	45	1.099779	134.291595	0.614795151	62.89157165	0.4903325	614.7951511
15	45	1.139322	144.236725	0.63690036	67.5490847	0.4903325	636.9003601
17	45	1.179646	154.152328	0.659442161	72.19276964	0.4903325	659.4421613
19	45	1.21946	163.834457	0.681698864	76.7271138	0.4903325	681.698864
21	45	1.259627	173.776917	0.7041529	81.38337643	0.4903325	704.1528996
<i>Puncte</i>	<i>A0 [mm.]</i>	<i>Q11 [m3/s]</i>	<i>n11 [rpm]</i>	<i>Q[m3/s]</i>	<i>n[rad/sec]</i>	<i>p[bar]</i>	<i>Q[kg/s]</i>
10	51	1.090476	124.497368	0.609594616	58.30472965	0.4903325	609.594616
12	51	1.12938	134.232315	0.631342613	62.86380959	0.4903325	631.3426131
14	51	1.171436	144.187073	0.654852632	67.52583163	0.4903325	654.8526318
16	51	1.215395	154.103226	0.67942646	72.16977414	0.4903325	679.4264599
20	51	1.300324	173.655243	0.726903214	81.32639394	0.4903325	726.9032142
22	51	1.344673	183.5616	0.751695059	85.96574878	0.4903325	751.6950589
24	51	1.3886	193.438904	0.776250998	90.59149749	0.4903325	776.2509984
<b>Unghi <math>\phi_3</math></b>							
<i>Puncte</i>	<i>A0 [mm.]</i>	<i>Q11 [m3/s]</i>	<i>n11 [rpm]</i>	<i>Q[m3/s]</i>	<i>n[rad/sec]</i>	<i>p[bar]</i>	<i>Q[kg/s]</i>
2	21	0.768923	85.018349	0.429841024	39.8158767	0.4903325	429.8410244
4	21	0.789731	94.813004	0.44147305	44.40291915	0.4903325	441.47305
6	21	0.804794	104.817795	0.449893523	49.08837269	0.4903325	449.893523
8	21	0.817072	114.840157	0.456757134	53.78205511	0.4903325	456.7571336
<i>Puncte</i>	<i>A0 [mm.]</i>	<i>Q11 [m3/s]</i>	<i>n11 [rpm]</i>	<i>Q[m3/s]</i>	<i>n[rad/sec]</i>	<i>p[bar]</i>	<i>Q[kg/s]</i>
6	27	0.923359	94.672142	0.516173373	44.33695052	0.4903325	516.1733729
8	27	0.952406	104.683968	0.53241114	49.0256987	0.4903325	532.4111395
10	27	0.971799	114.706245	0.543252156	53.71934131	0.4903325	543.2521561
12	27	0.991888	124.50898	0.554482249	58.31016779	0.4903325	554.4822485
14	27	1.012844	134.443359	0.566197009	62.96264592	0.4903325	566.1970087
<i>Puncte</i>	<i>A0 [mm.]</i>	<i>Q11 [m3/s]</i>	<i>n11 [rpm]</i>	<i>Q[m3/s]</i>	<i>n[rad/sec]</i>	<i>p[bar]</i>	<i>Q[kg/s]</i>
9	33	1.055186	104.618256	0.589866906	48.99492439	0.4903325	589.8669062
11	33	1.091395	114.586494	0.610108353	53.6632594	0.4903325	610.1083526
13	33	1.12452	124.536751	0.628625791	58.32317353	0.4903325	628.6257905
15	33	1.148359	134.2556	0.641952197	62.87471444	0.4903325	641.9521966
17	33	1.178785	144.236618	0.658960848	67.54903459	0.4903325	658.9608477
<i>Puncte</i>	<i>A0 [mm.]</i>	<i>Q11 [m3/s]</i>	<i>n11 [rpm]</i>	<i>Q[m3/s]</i>	<i>n[rad/sec]</i>	<i>p[bar]</i>	<i>Q[kg/s]</i>
8	36	1.102323	104.544662	0.61621729	48.96045878	0.4903325	616.2172903
10	36	1.142319	114.507843	0.638575734	53.62642549	0.4903325	638.575734
12	36	1.180689	124.473503	0.660025216	58.29355317	0.4903325	660.0252161
14	36	1.218021	134.164474	0.680894439	62.83203822	0.4903325	680.8944385
16	36	1.248316	144.128525	0.697829858	67.49841237	0.4903325	697.8298584
18	36	1.280637	154.084396	0.715897847	72.16095566	0.4903325	715.8978466
<i>Puncte</i>	<i>A0 [mm.]</i>	<i>Q11 [m3/s]</i>	<i>n11 [rpm]</i>	<i>Q[m3/s]</i>	<i>n[rad/sec]</i>	<i>p[bar]</i>	<i>Q[kg/s]</i>
8	39	1.135224	104.517204	0.634609508	48.94759962	0.4903325	634.6095084
10	39	1.177012	114.456642	0.657969711	53.60244699	0.4903325	657.9697106
12	39	1.217965	124.437149	0.680863134	58.27652783	0.4903325	680.8631336
14	39	1.257273	134.105728	0.702836974	62.80452624	0.4903325	702.8369736
16	39	1.297903	144.004135	0.725549834	67.44015793	0.4903325	725.5498341
18	39	1.331651	153.881271	0.74441554	72.06582796	0.4903325	744.4155396
20	39	1.367753	163.637848	0.764597171	76.63503768	0.4903325	764.5971711
<i>Puncte</i>	<i>A0 [mm.]</i>	<i>Q11 [m3/s]</i>	<i>n11 [rpm]</i>	<i>Q[m3/s]</i>	<i>n[rad/sec]</i>	<i>p[bar]</i>	<i>Q[kg/s]</i>
9	45	1.237675	114.468842	0.691881359	53.6081605	0.4903325	691.8813585
11	45	1.283604	124.442719	0.71755645	58.27913637	0.4903325	717.55645
13	45	1.327975	134.147949	0.742360593	62.82429922	0.4903325	742.3605931
15	45	1.372283	144.05043	0.767129518	67.46183885	0.4903325	767.1295181

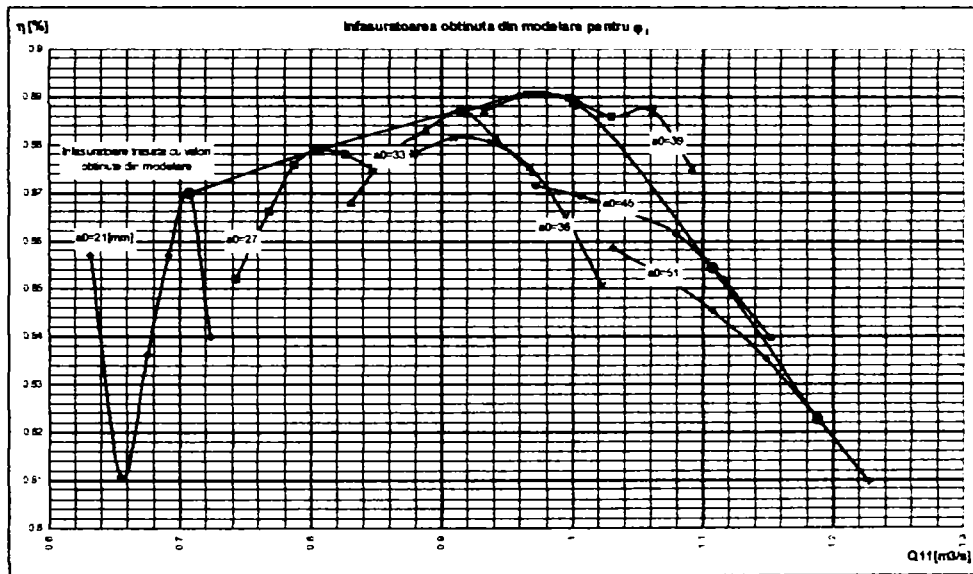
Drd.ing. SIGRID JIANU

Conducător științific: Prof.Dr.ing. Mircea BĂRGLĂZAN

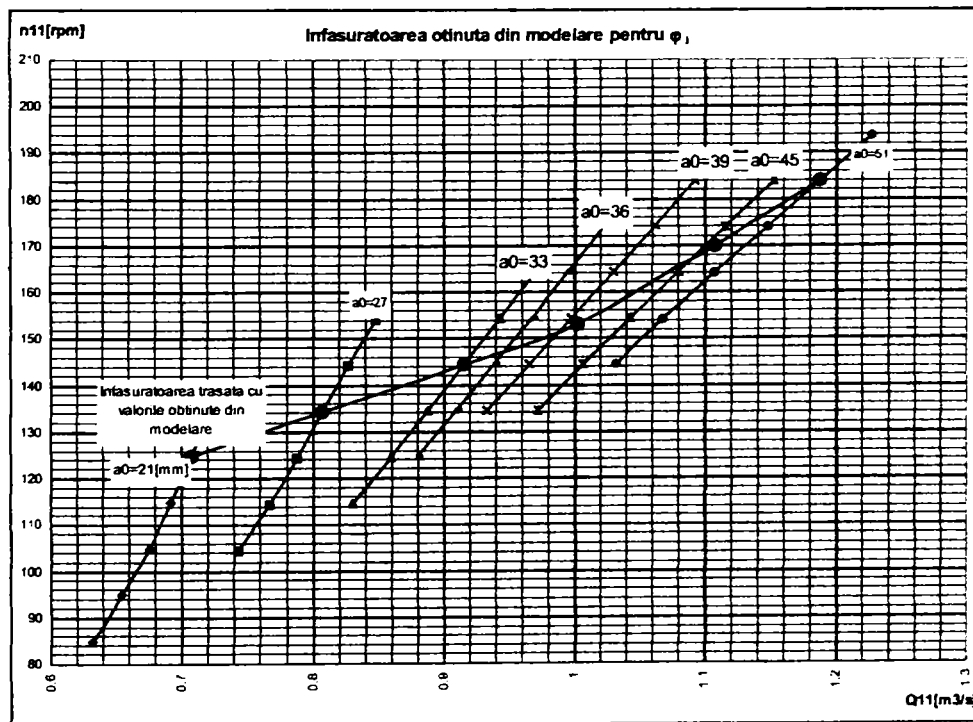
**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

17	45	1.420424	153.944382	0.794041155	72.09538416	0.4903325	794.0411552
19	45	1.467364	163.610123	0.820281413	76.62205348	0.4903325	820.2814129
21	45	1.5107	173.468002	0.844506973	81.23870505	0.4903325	844.5069734
Puncte	A0 [mm.]	Q11 [m3/s]	n11 [rpm]	Q[m3/s]	n[rad/sec]	p[bar]	Q[kg/s]
10	51	1.319312	124.215508	0.737517829	58.17272869	0.4903325	737.5178289
12	51	1.365518	133.829193	0.763347768	62.6750191	0.4903325	763.3477681
14	51	1.417112	143.785904	0.792189691	67.33795577	0.4903325	792.1896909
16	51	1.466991	153.63266	0.8200729	71.94939821	0.4903325	820.0728996
18	51	1.518275	163.238556	0.848741527	76.44804086	0.4903325	848.7415271
20	51	1.569575	173.081711	0.877419099	81.05779687	0.4903325	877.4190989
22	51	1.621176	182.939774	0.906264935	85.67453462	0.4903325	906.2649349

Pe baza rezultatelor obținute prin modelare s-au trasat curbele primare pentru fiecare unghi  $\varphi_i$  analizat ( $i=1...3$ ), caracteristica elicoidală și diagrama universală virtuală. Astfel, **fig.4.1.2** și **fig.4.1.3**. prezintă curbele primare și înfășurătoarea lor pentru unghiul  $\varphi_1$ , **fig.4.1.4** și **fig.4.1.5**. prezintă curbele primare pentru unghiul  $\varphi_2$ , iar **fig.4.1.6** și **fig.4.1.7**. prezintă curbele primare pentru unghiul  $\varphi_3$ .

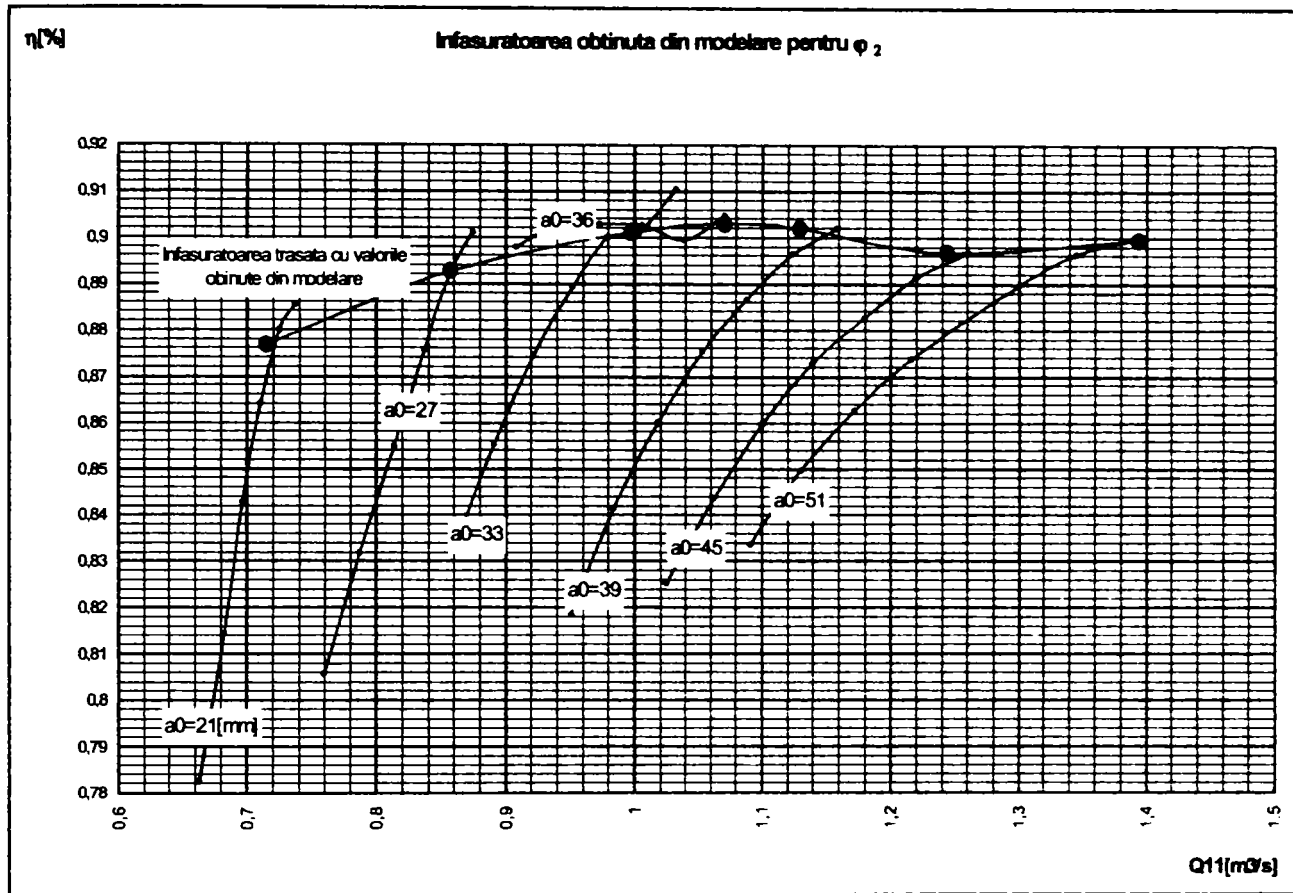


**Fig.4.1.2**

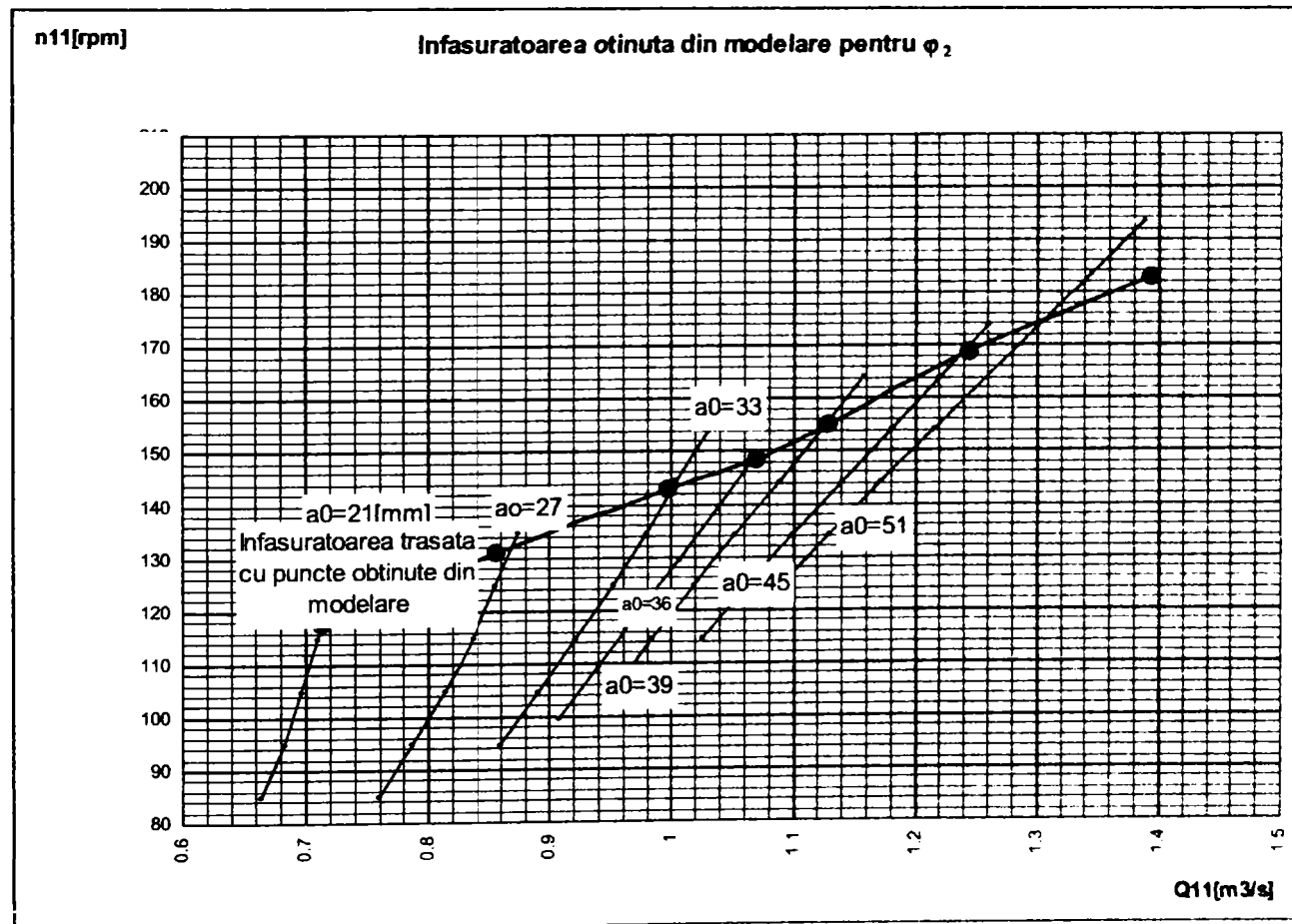


**Fig.4.1.3**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

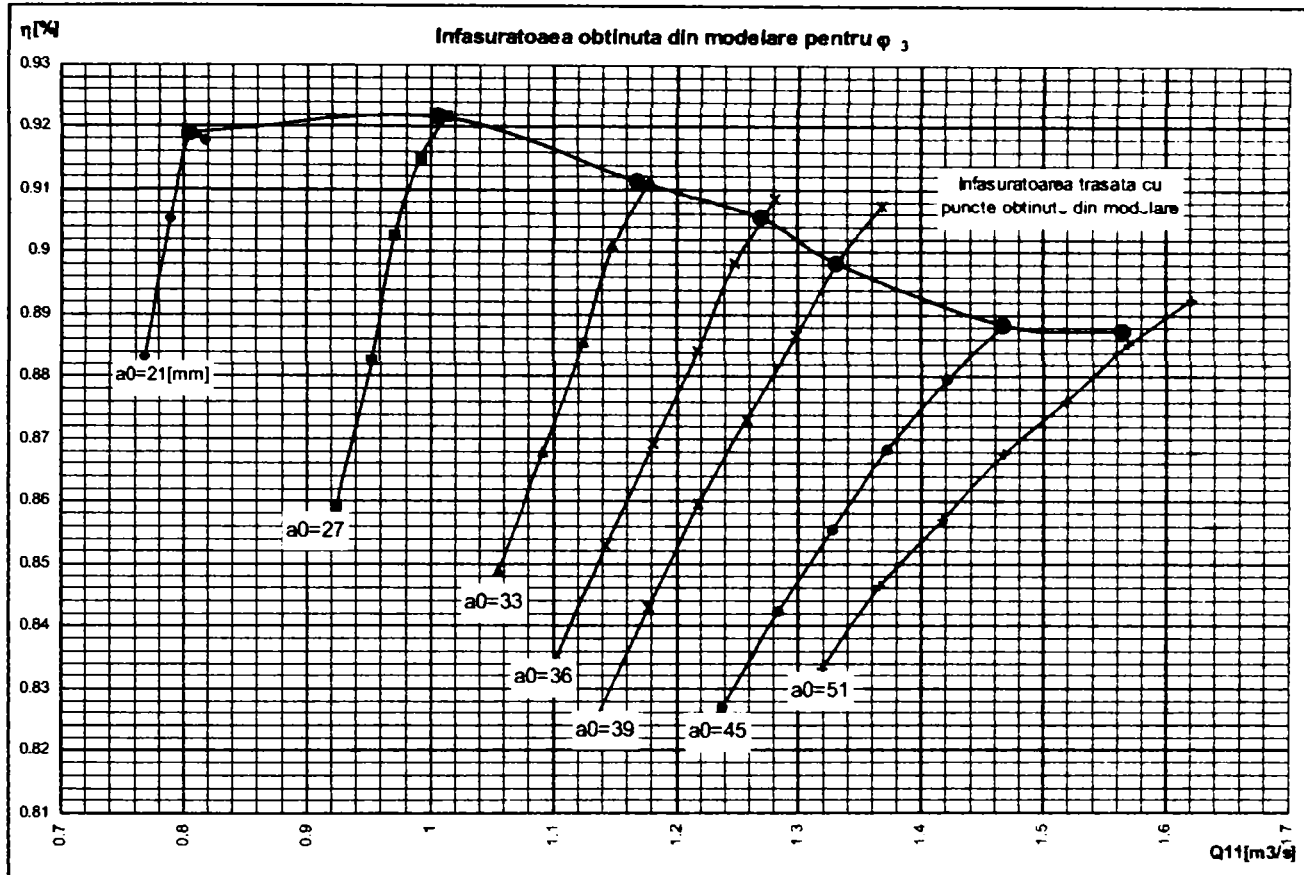


**Fig.4.1.4**

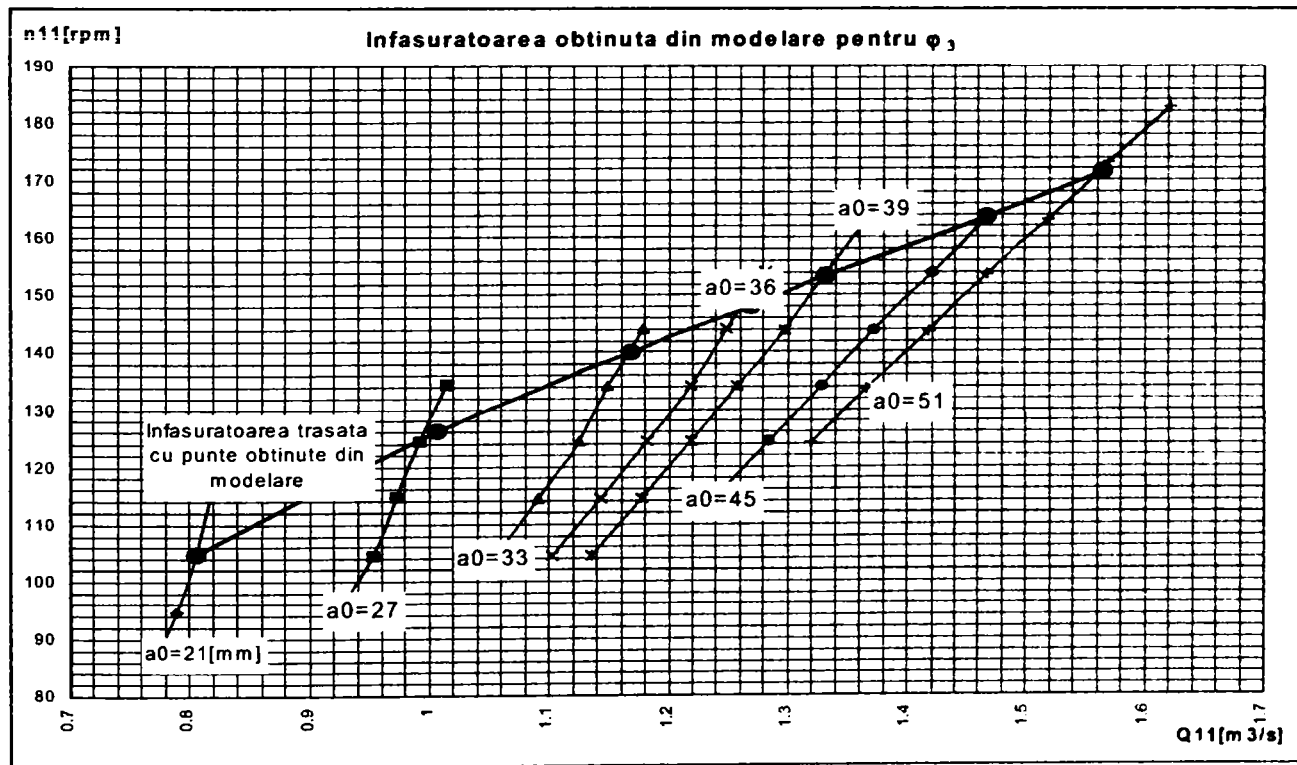


**Fig.4.1.5**



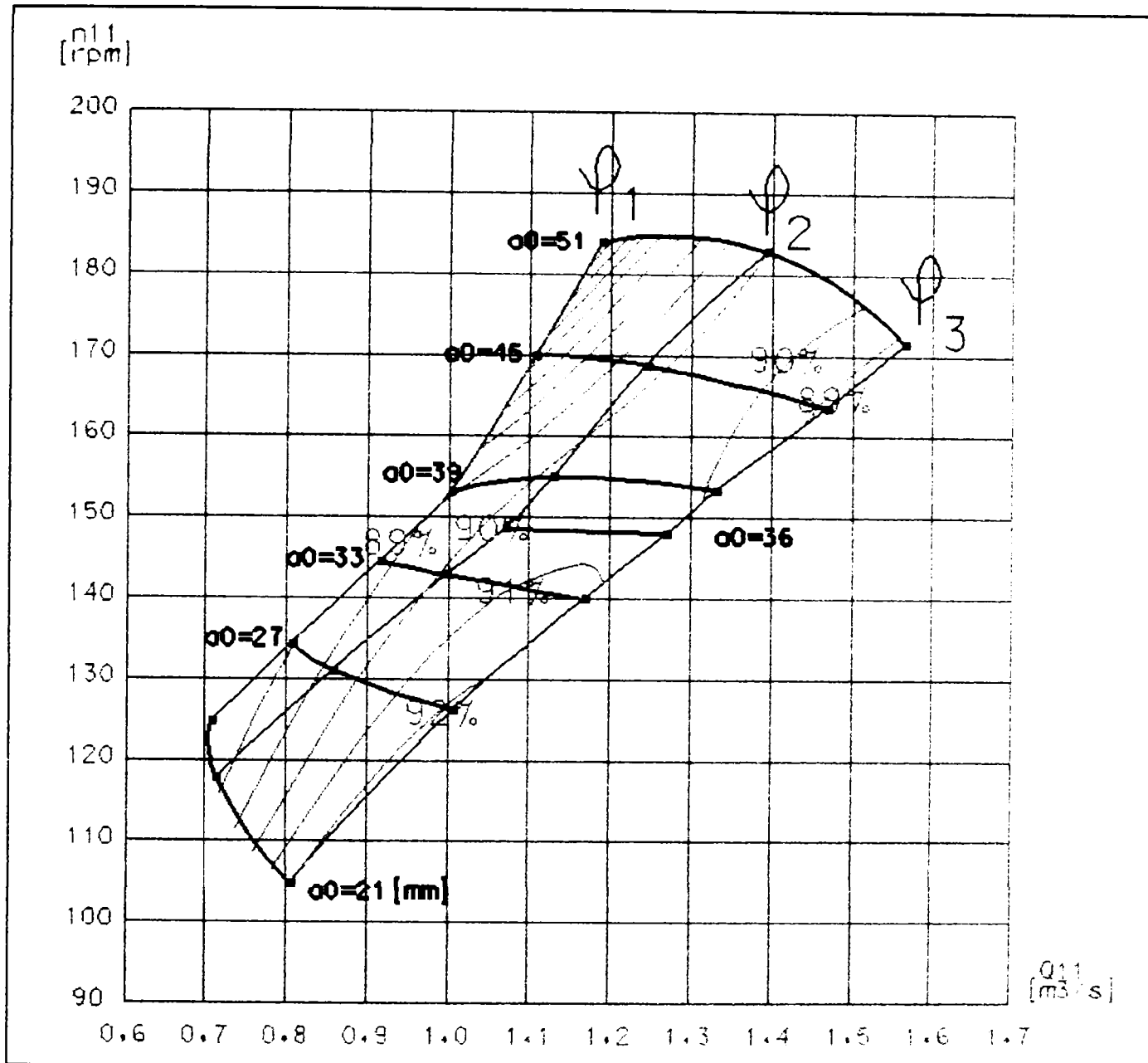


**Fig.4.1.6**



**Fig.4.1.7.**

Prelucrând curbele primare și înfășurătorile lor s-a ajuns la diagrama universală virtuală din **fig.4.1.8.**



**Fig.4.1.8. Diagramă universală virtuală**

Din figurile 4.1.2...4.1.8. se remarcă următoarele:

- Modelarea permite trasarea curbelor primare energetice. În afara unei singure deschiderii minime a aparatului director la unghiul rotorice  $\varphi_1$ , alura curbelor primare obținute prin modelare este similară formei uzuale a curbelor primare obținute experimental.
- Calculele s-au efectuat pentru peste 130 de puncte aferente la șase deschideri ale aparatului director și trei poziții ale paletelor rotorice caracterizate de trei unghiuri  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$
- Pornind de la curbele primare s-a realizat înfășurătoarea lor și s-a trasat diagrama universală virtuală.

Modelarea a fost realizată utilizând programul CFX-BladeGenPlus, utilizând o rețea de finețe medie (factor de rafinare 3, factor IL=3) pentru fiecare componentă paletată pe rând, astfel încât condițiile de ieșire din stator să constituie condiții de intrare în aparatul director, etc. (s-a folosit opțiunea "încarcă profilul"- în etapa de selecție a regimului de funcționare specific).

## 4.2. Precizia tehnicii de modelare

Definirea domeniului de validitate a tehnologiei informatice de modelare se realizează comparând rezultatele experimentale cu rezultatele obținute prin calcul utilizând tehnologia informatică de modelare numerică. După cum s-a precizat și în cadrul **capitolului 4.1.**, modelarea s-a realizat exact în puncte măsurate experimental, luate din înregistrările realizate de calculatorul ștandului de încercări.

Datele experimentale similare cu cele din **tabelul 4.2.1** constituie date de intrare pentru modelare, preluate automat din baza de date aferentă măsurătorilor energetice.

Între cele trei unghiuri de deschidere ale rotorului la care s-a realizat modelarea există relația:

$$\varphi_1 < \varphi_2 < \varphi_3 \quad (4.2.1)$$

Pentru unghiul  $\varphi_1$  datele experimentale și cele calculate sunt date în **tabelul 4.2.1**, pentru unghiul  $\varphi_2$  datele experimentale și cele calculate sunt date în **tabelul 4.2.2**, iar pentru  $\varphi_3$  datele experimentale și cele calculate sunt date în **tabelul 4.2.3**. Ultimele coloană prezintă eroarea absolută și relativă de modelare.

**Erorile de calcul pentru randament s-au definit astfel:**

- Eroarea absolută:

$$\Delta\eta_{\text{absolut}} = \eta_{\text{modelare}} - \eta_{\text{stand}} \quad (4.2.2)$$

- Eroarea relativă:

$$\Delta\eta_{\text{relativ}} = \frac{\eta_{\text{modelare}} - \eta_{\text{stand}}}{\eta_{\text{stand}}} \quad (4.2.3)$$

Reprezentând grafic erorile medii (media aritmetică a erorilor absolute, respectiv relative) de modelare în funcție de deschiderea aparatului director rezultă **fig.4.2.1**, **fig.4.2.2**, respectiv **fig. 4.2.3** pentru unghiurile menționate. Trebuie precizat faptul că se consideră deschiderea aparatului director un criteriu semnificativ de evaluare a preciziei de modelare, deoarece această mărime funcțională determină "distanța" între punctul de funcționare analizat și punctul de optim. În cazul turbinelor cu dublu reglaj, un alt parametru semnificativ este unghiul de instalare al paletelor rotorice. În tabelele de mai jos prin  $\eta(-)$  **stand**, respectiv  $\eta(-)$  **modelare** s-au notat randamentele măsurate în ștand, respectiv cele calculate prin tehnica de modelare.

**Tabelul 4.2.1. Unghiul  $\varphi_1$**

CURBA: 4							
Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta (-)$ stand	$\eta (-)$ modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
9	21	0.631952	84.905685	76.21%	85.70%	9.49%	12.45%
11	21	0.654795	95.005699	80.43%	81.08%	0.65%	0.81%
13	21	0.675139	104.858337	81.39%	83.65%	2.26%	2.78%
15	21	0.691857	114.829315	82.08%	85.70%	3.62%	4.41%
17	21	0.707354	124.774811	81.00%	87.00%	6.00%	7.41%
19	21	0.723119	134.742706	78.45%	84.00%	5.55%	7.07%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>4.60%</b>	<b>5.82%</b>

CURBA: 6							
Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta (-)$ stand	$\eta (-)$ modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
13	27	0.74254	104.518654	82.61%	85.21%	2.60%	3.15%
15	27	0.767261	114.476944	85.01%	86.60%	1.59%	1.87%
17	27	0.787259	124.411079	85.32%	87.60%	2.28%	2.67%
19	27	0.806361	134.3423	84.06%	87.90%	3.84%	4.57%
21	27	0.826301	144.256409	81.91%	87.80%	5.89%	7.19%
23	27	0.847112	154.12471	78.69%	87.50%	8.81%	11.20%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>4.17%</b>	<b>5.11%</b>

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

**CURBA: 8**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
15	33	0.830546	114.700813	84.69%	86.80%	2.11%	2.49%
17	33	0.858992	124.660583	86.59%	87.80%	1.21%	1.40%
19	33	0.887664	134.591675	87.58%	88.30%	0.72%	0.82%
21	33	0.915225	144.560303	87.53%	88.70%	1.17%	1.34%
23	33	0.9425	154.479126	84.93%	88.11%	3.18%	3.75%
25	33	0.97	164.265915	82.50%	87.44%	4.94%	5.98%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>2.22%</b>	<b>2.63%</b>

**CURBA: 9**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
17	36	0.878945	124.692749	86.04%	87.83%	1.78%	2.07%
19	36	0.909019	134.593506	87.59%	88.16%	0.57%	0.65%
22	36	0.937981	144.55513	87.81%	88.05%	0.24%	0.28%
24	36	0.967306	154.453278	87.31%	87.54%	0.23%	0.26%
26	36	0.994543	164.401093	85.32%	86.51%	1.19%	1.40%
28	36	1.022478	174.310608	82.73%	85.06%	2.34%	2.82%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>1.06%</b>	<b>1.25%</b>

**CURBA: 10**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
19	39	0.932525	134.532608	86.52%	88.70%	2.18%	2.52%
21	39	0.965405	144.488144	87.66%	89.05%	1.39%	1.58%
23	39	0.997048	154.369385	87.68%	88.98%	1.30%	1.48%
25	39	1.029537	164.363525	87.19%	88.59%	1.39%	1.60%
27	39	1.061577	174.31459	85.71%	88.70%	2.99%	3.49%
29	39	1.091629	184.116043	83.01%	87.52%	4.51%	5.43%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>2.29%</b>	<b>2.68%</b>

**CURBA: 12**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
19	45	0.972124	134.569626	84.29%	87.15%	2.86%	3.40%
21	45	1.006149	144.513626	85.22%	86.93%	1.71%	2.01%
23	45	1.042782	154.397888	86.07%	86.58%	0.51%	0.60%
25	45	1.079326	164.288071	86.43%	86.14%	-0.29%	-0.33%
27	45	1.115387	174.169739	85.99%	85.19%	-0.80%	-0.93%
29	45	1.152226	184.043274	85.12%	83.96%	-1.15%	-1.35%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>0.48%</b>	<b>0.57%</b>

**CURBA: 14**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
21	51	1.031252	144.410126	82.08%	85.85%	3.77%	4.60%
23	51	1.06709	154.269852	82.49%	85.30%	2.82%	3.41%
25	51	1.107185	164.164978	82.95%	84.54%	1.59%	1.92%
27	51	1.147993	174.048645	83.43%	83.55%	0.12%	0.14%
29	51	1.187886	183.880219	82.64%	82.27%	-0.37%	-0.45%
31	51	1.227337	193.741318	81.58%	80.96%	-0.62%	-0.76%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>1.22%</b>	<b>1.48%</b>

**Tabelul 4.2.2. Unghiul  $\phi_2$**

**Curba 5**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
3	21	0.663029	85.025383	72.32%	78.25%	5.93%	8.20%
5	21	0.682557	94.928185	75.52%	81.44%	5.92%	7.85%
7	21	0.696391	104.951363	76.67%	84.28%	7.61%	9.92%
9	21	0.709731	114.924881	75.89%	86.41%	10.52%	13.87%
11	21	0.724718	125.012955	72.73%	88.00%	15.27%	21.00%
13	21	0.736905	134.790161	68.01%	88.55%	20.54%	30.20%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>10.97%</b>	<b>15.17%</b>

**Curba 7**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
4	27	0.758976	85.126213	76.80%	80.57%	3.77%	4.90%
6	27	0.786537	94.918137	80.54%	83.18%	2.64%	3.28%
8	27	0.813743	104.947105	83.50%	85.50%	2.00%	2.39%
10	27	0.836314	114.995155	84.25%	87.57%	3.32%	3.94%
12	27	0.855287	124.961304	82.95%	89.16%	6.21%	7.49%
14	27	0.874427	134.748688	80.32%	90.11%	9.79%	12.19%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>4.62%</b>	<b>5.70%</b>

**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

**Curba 9**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
6	33	0.858761	94.760315	79.89%	83.23%	3.35%	4.19%
8	33	0.89061	104.761353	83.31%	85.53%	2.22%	2.66%
10	33	0.921095	114.752716	85.92%	87.46%	1.53%	1.78%
12	33	0.951736	124.7593	87.54%	88.94%	1.40%	1.60%
14	33	0.979386	134.674561	87.81%	90.00%	2.19%	2.49%
16	33	1.004035	144.575272	85.48%	90.10%	4.63%	5.41%
18	33	1.032199	154.51506	83.15%	91.03%	7.89%	9.49%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>3.31%</b>	<b>3.95%</b>

**Curba 10**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
7	36	0.90811	99.774101	81.25%	89.80%	8.55%	10.52%
9	36	0.940069	109.556992	84.25%	90.29%	6.03%	7.16%
11	36	0.972477	119.519569	86.52%	90.28%	3.76%	4.34%
13	36	1.005556	129.527405	88.18%	90.27%	2.09%	2.37%
15	36	1.038722	139.624008	88.71%	89.95%	1.24%	1.39%
17	36	1.070176	149.430832	87.97%	90.48%	2.52%	2.86%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>4.03%</b>	<b>4.77%</b>

**Curba 11**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
8	39	0.950525	104.597816	81.92%	81.85%	-0.07%	-0.09%
10	39	0.983382	114.585426	84.57%	84.14%	-0.43%	-0.50%
12	39	1.017808	124.563408	86.74%	86.02%	-0.72%	-0.83%
14	39	1.052576	134.301453	87.96%	87.53%	-0.43%	-0.49%
16	39	1.087889	144.229172	88.54%	88.66%	0.11%	0.13%
18	39	1.123651	154.175186	88.42%	89.64%	1.22%	1.38%
20	39	1.157567	164.069336	86.72%	90.21%	3.49%	4.03%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>0.45%</b>	<b>0.52%</b>

**Curba 13**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
9	45	1.024945	114.580849	82.54%	82.54%	0.00%	0.00%
11	45	1.06245	124.567566	84.59%	84.37%	-0.22%	-0.26%
13	45	1.099779	134.291595	85.91%	85.96%	0.06%	0.06%
15	45	1.139322	144.236725	87.05%	87.30%	0.25%	0.29%
17	45	1.179646	154.152328	87.15%	88.26%	1.10%	1.26%
19	45	1.21946	163.834457	87.08%	89.13%	2.05%	2.35%
21	45	1.259627	173.776917	86.43%	89.68%	3.25%	3.76%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>1.08%</b>	<b>1.24%</b>

**Curba 15**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
10	51	1.090476	124.497368	81.10%	83.36%	2.26%	2.79%
12	51	1.12938	134.232315	82.34%	84.97%	2.64%	3.20%
14	51	1.171436	144.187073	83.29%	86.27%	2.99%	3.59%
16	51	1.215395	154.103226	84.14%	87.38%	3.24%	3.85%
20	51	1.300324	173.655243	83.81%	88.98%	5.17%	6.17%
22	51	1.344673	183.5616	83.31%	89.63%	6.32%	7.58%
24	51	1.3886	193.438904	82.05%	89.96%	7.91%	9.64%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>4.36%</b>	<b>5.26%</b>

**Tabelul 4.2.3. Unghiul  $\varphi_3$**

**Curba 4**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
2	21	0.768923	85.018349	70.31%	88.34%	18.03%	25.64%
4	21	0.789731	94.813004	72.50%	90.55%	18.05%	24.90%
6	21	0.804794	104.817795	72.81%	91.90%	19.10%	26.23%
8	21	0.817072	114.840157	70.58%	91.78%	21.21%	30.05%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>19.10%</b>	<b>26.71%</b>

**Curba 6**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
6	27	0.923359	94.672142	79.88%	85.90%	6.02%	7.54%
8	27	0.952406	104.683968	82.03%	88.28%	6.24%	7.61%
10	27	0.971799	114.706245	80.98%	90.27%	9.29%	11.47%
12	27	0.991888	124.50898	78.55%	91.50%	12.95%	16.49%
14	27	1.012844	134.443359	74.93%	92.17%	17.24%	23.00%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>10.35%</b>	<b>14.64%</b>

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

**Curba 8**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
9	33	1.055186	104.618256	83.68%	84.89%	1.21%	1.44%
11	33	1.091395	114.586494	85.97%	86.78%	0.81%	0.95%
13	33	1.12452	124.536751	86.68%	88.55%	1.87%	2.16%
15	33	1.148359	134.2556	84.09%	90.09%	6.00%	7.13%
17	33	1.178785	144.236618	81.25%	91.14%	9.90%	12.18%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>3.96%</b>	<b>4.77%</b>

**Curba 9**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
8	36	1.102323	104.544662	83.30%	83.52%	0.22%	0.27%
10	36	1.142319	114.507843	86.13%	85.29%	-0.84%	-0.97%
12	36	1.180689	124.473503	87.22%	86.93%	-0.29%	-0.34%
14	36	1.218021	134.164474	87.70%	88.42%	0.72%	0.82%
16	36	1.248316	144.128525	85.31%	89.82%	4.51%	5.29%
18	36	1.280637	154.084396	82.13%	90.85%	8.72%	10.61%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>2.17%</b>	<b>2.61%</b>

**Curba 10**

Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
8	39	1.135224	104.517204	82.72%	82.55%	-0.18%	-0.21%
10	39	1.177012	114.456642	85.50%	84.31%	-1.19%	-1.40%
12	39	1.217965	124.437149	87.27%	85.96%	-1.31%	-1.50%
14	39	1.257273	134.105728	88.02%	87.33%	-0.69%	-0.78%
16	39	1.297903	144.004135	88.10%	88.67%	0.57%	0.64%
18	39	1.331651	153.881271	85.44%	89.86%	4.42%	5.17%
20	39	1.367753	163.637848	82.48%	90.76%	8.28%	10.04%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>1.41%</b>	<b>1.71%</b>

**Curba 11**

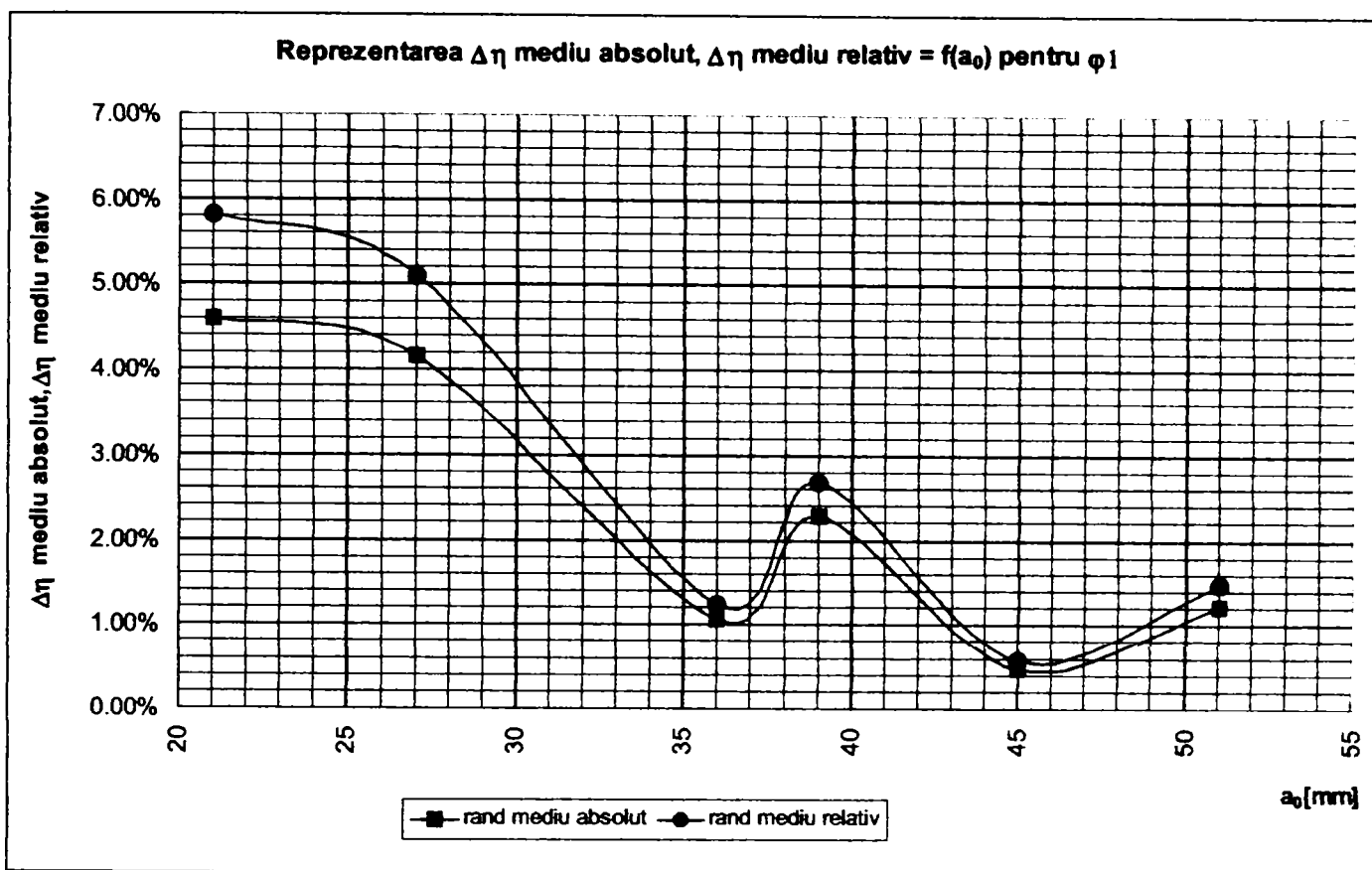
Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
9	45	1.237675	114.468842	83.55%	82.71%	-0.84%	-1.00%
11	45	1.283604	124.442719	85.97%	84.24%	-1.73%	-2.01%
13	45	1.327975	134.147949	87.29%	85.55%	-1.74%	-2.00%
15	45	1.372283	144.05043	87.71%	86.84%	-0.87%	-0.99%
17	45	1.420424	153.944382	87.94%	87.97%	0.04%	0.04%
19	45	1.467364	163.610123	87.33%	88.84%	1.51%	1.73%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>-0.61%</b>	<b>-0.70%</b>

**Curba 14**

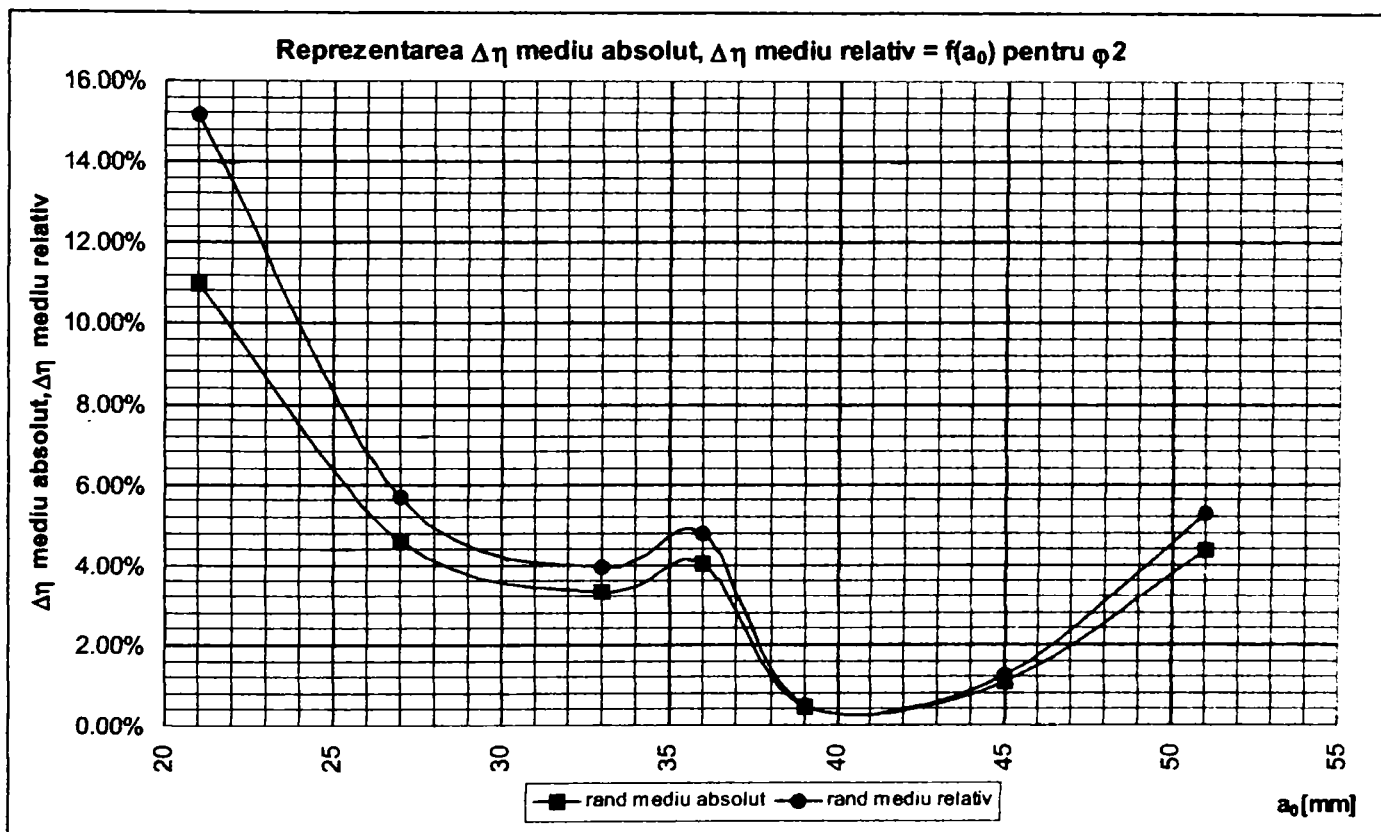
Puncte	A0 (mm)	Q11 (mc./s)	N11 (rot/min)	$\eta$ (-) stand	$\eta$ (-) modelare	$\Delta\eta$	$\Delta\eta$ relativ
10	51	1.319312	124.215508	82.08%	83.33%	1.25%	1.52%
12	51	1.365518	133.829193	83.53%	84.65%	1.12%	1.34%
14	51	1.417112	143.785904	84.56%	85.71%	1.15%	1.36%
16	51	1.466991	153.63266	84.47%	86.78%	2.30%	2.73%
18	51	1.518275	163.238556	84.51%	87.62%	3.12%	3.69%
20	51	1.569575	173.081711	83.83%	88.54%	4.71%	5.62%
22	51	1.621176	182.939774	82.47%	89.25%	6.77%	8.21%
<b><math>\Delta\eta</math> mediu</b>						<b>2.92%</b>	<b>3.50%</b>

**Analizând tabelele 4.1 ... 4.3, se pot remarca următoarele:**

- Se constată că mărimea erorilor din **tabelele 4.2.1 ... 4.2.3** prezintă valori mai mari la deschideri mai mici ale aparatului director (în zona debitelor mici), uzual ele scad în zona deschiderilor optime (în domeniul deschiderilor de la 36 la 45 de mm, ca apoi să crească din nou).
- Creșterea erorilor pentru debitele mari nu este atât de semnificativă decât pentru debitele mici (încărcări parțiale).
- Tendința este evidentă în graficele din **fig.4.2.1 ... 4.2.3**.

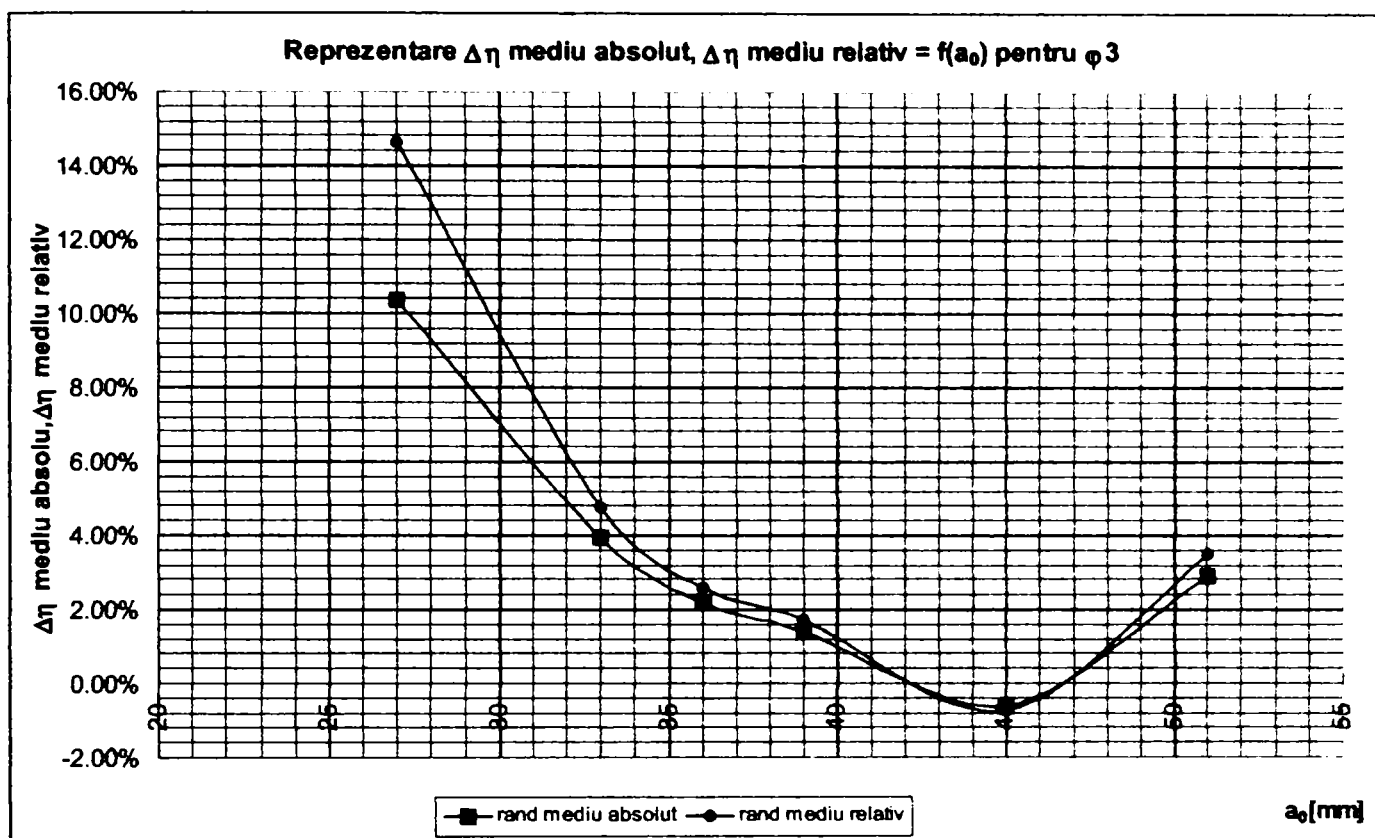


**Fig.4.2.1. Dependența erorii de modelare de deschiderea aparatului director la  $\varphi_1$**



**Fig.4.2.2. Dependența erorii de modelare de deschiderea aparatului director la  $\varphi_2$**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**



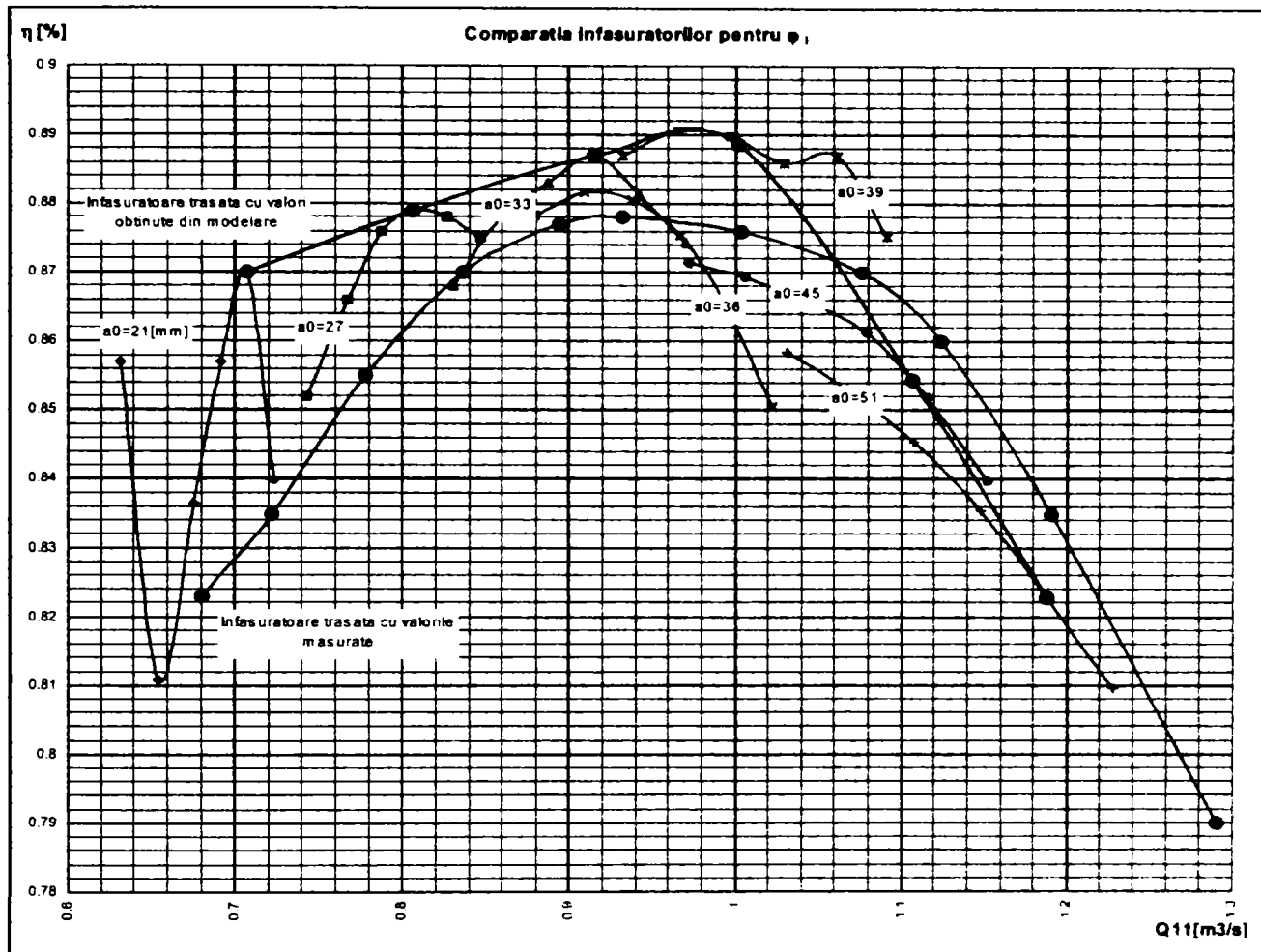
**Fig.4.2.3. Dependența erorii de modelare de deschiderea aparatului director la  $\varphi_3$**

Analizând graficele din fig.4.2.1 ... 4.2.3 se constată următoarele aspecte:

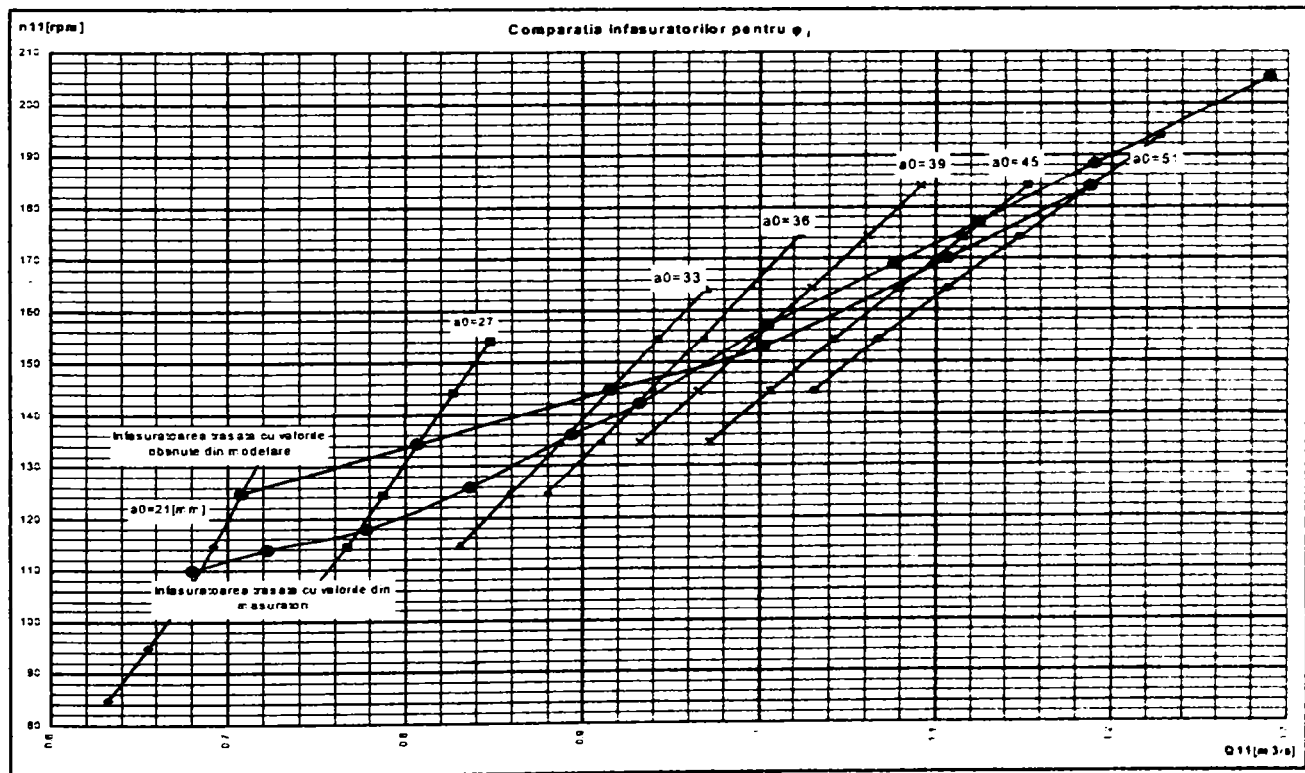
- a. În majoritatea punctelor tehnologia informatică de modelare tinde să supraevalueze performanțele energetice ale modelului fizic testat.
- b. Eroarea medie de modelare absolută și cea relativă au aluri similare.
- c. La deschideri mici ale aparatului director ( $a_0=21$  mm, respectiv  $a_0=27$  mm) se regăsesc cele mai mari erori medii. Este totuși interesant faptul că la deschideri mici ale aparatului director și la cel mai mic unghi de deschidere a paletelor rotorice, eroarea este mult mai mică (4,8...5,8% față de 10 ... 15% la unghiurile  $\varphi_2$  și  $\varphi_3$ ). Acest aspect este cauzat de caracterul de funcționare cu dublu reglaj al modelului fizic, care realizează o optimizare între deschiderile aparat director – rotor, caracter funcțional bine pus în evidență de tehnologia de modelare.
- d. La deschideri ale aparatului director care se apropie de zona optimă pentru deschiderea rotorului aferentă, precizia modelării crește semnificativ, ajungând să se apropie de precizia ștandului de încercări. Trebuie remarcat faptul că la unghiul  $\varphi_3$  în zona deschiderii optime a aparatului director corespunzătoare, eroarea de modelare este aproape nulă.
- e. La debite mari, peste optim, eroarea medie de modelare crește din nou, dar se păstrează sub 5% în toate cazurile. Cea mai mică eroare apare la unghiul  $\varphi_1$ .
- f. Alura curbelor din fig.4.2.1, respectiv 4.2.2 este puțin surprinzătoare la deschideri apropiate de optim ale aparatului director ( $a_0=36$  mm, respectiv  $a_0=39$  mm). Alura curbelor din fig.4.2.3 prezintă un minim accentuat în zona respectivă ( $a_0=45$  mm).

Suprapunând caracteristicile energetice obținute prin modelare și curbele experimentale și trasând înfășurătoarele se obțin graficele din fig.4.2.4 ... 4.2.9, pentru aceleași unghiuri ale paletelor rotorice.

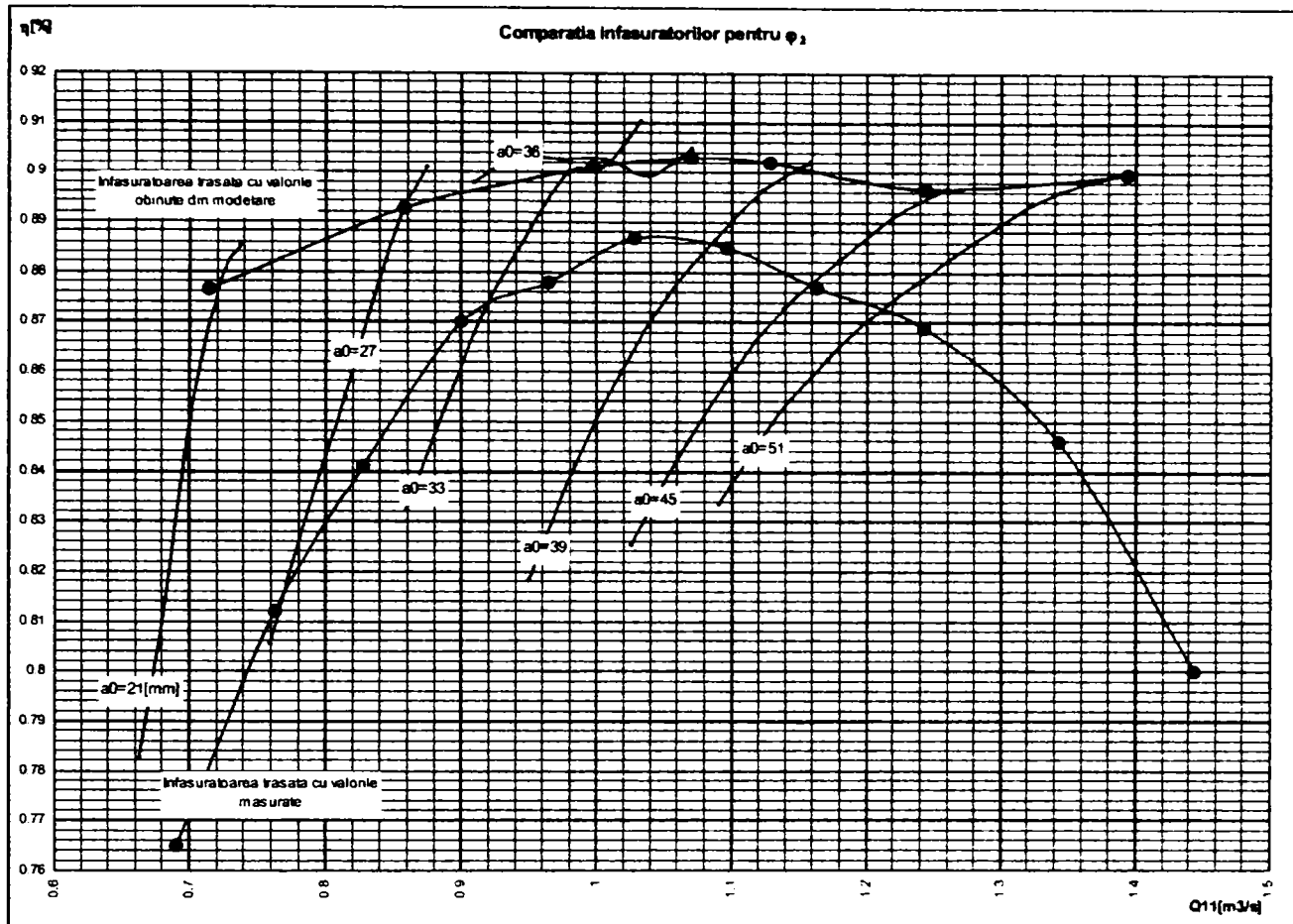




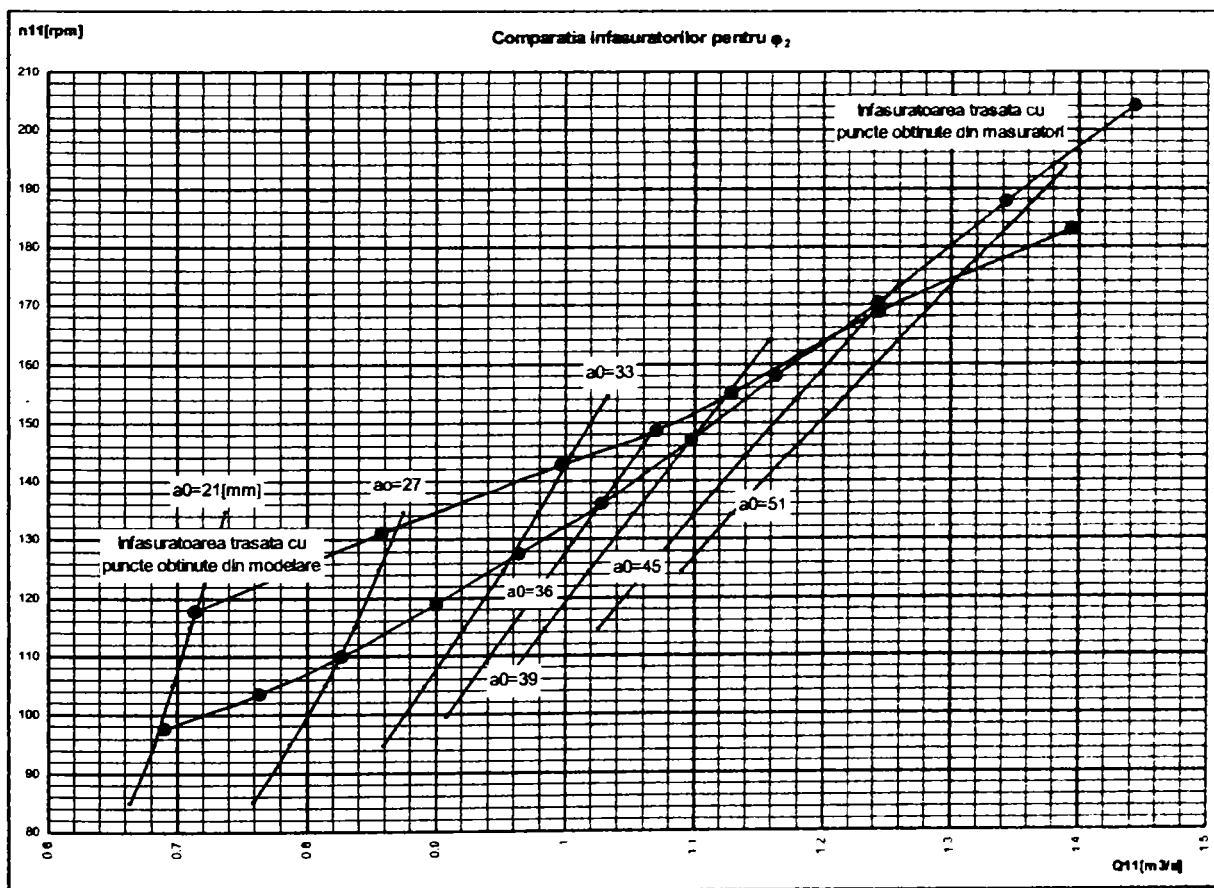
**Fig.4.2.4. Comparație curbe primare și înfășurători (turații  $n_{11}$ ) la  $\phi_1$**



**Fig.4.2.5. Comparație curbe primare și înfășurători (debite  $Q_{11}$ ) la  $\phi_1$**

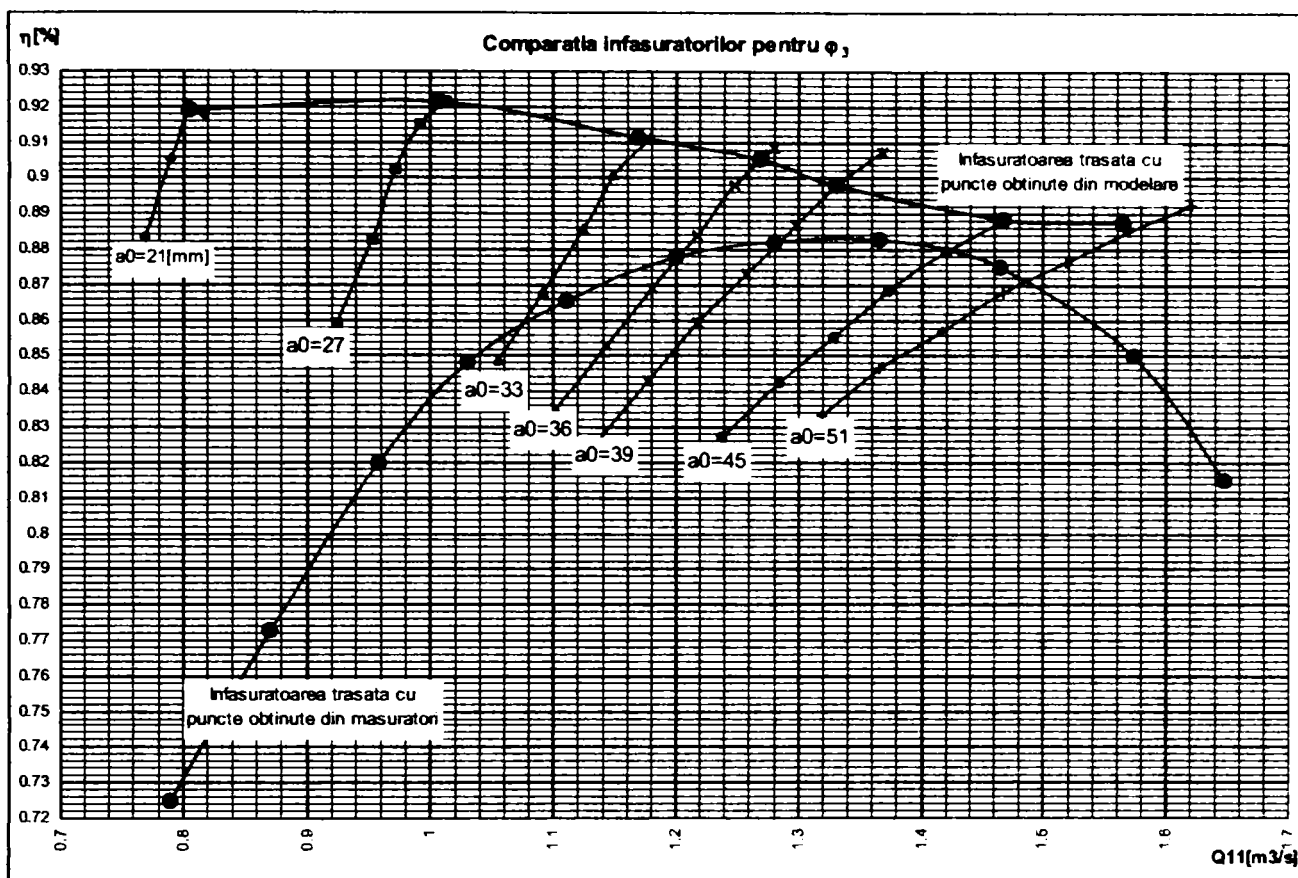


**Fig.4.2.6. Comparație curbe primare și înfășurători (turații  $n_{11}$ ) la  $\phi_2$**

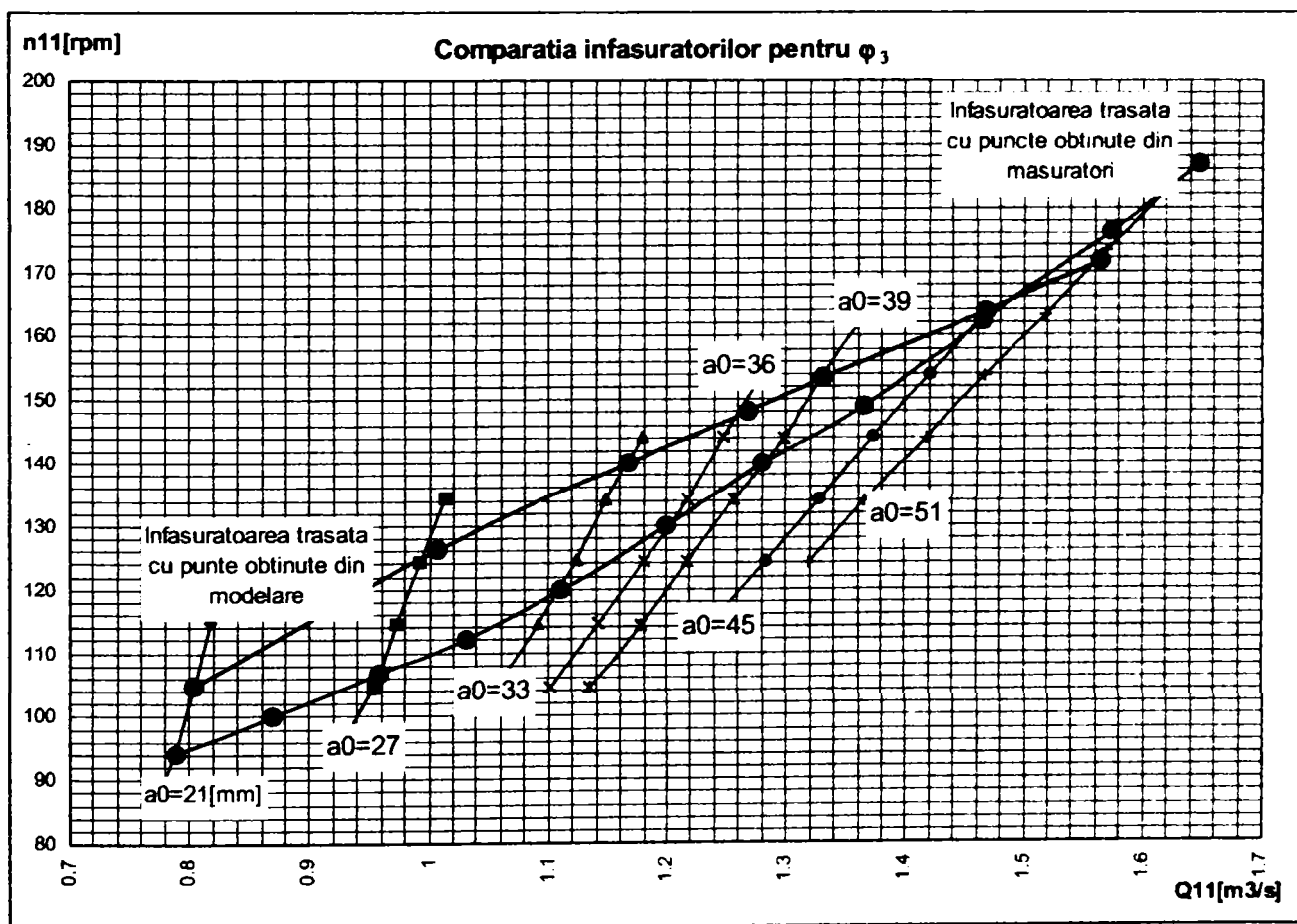


**Fig.4.2.7. Comparație curbe primare și înfășurători (debite  $Q_{11}$ ) la  $\phi_2$**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

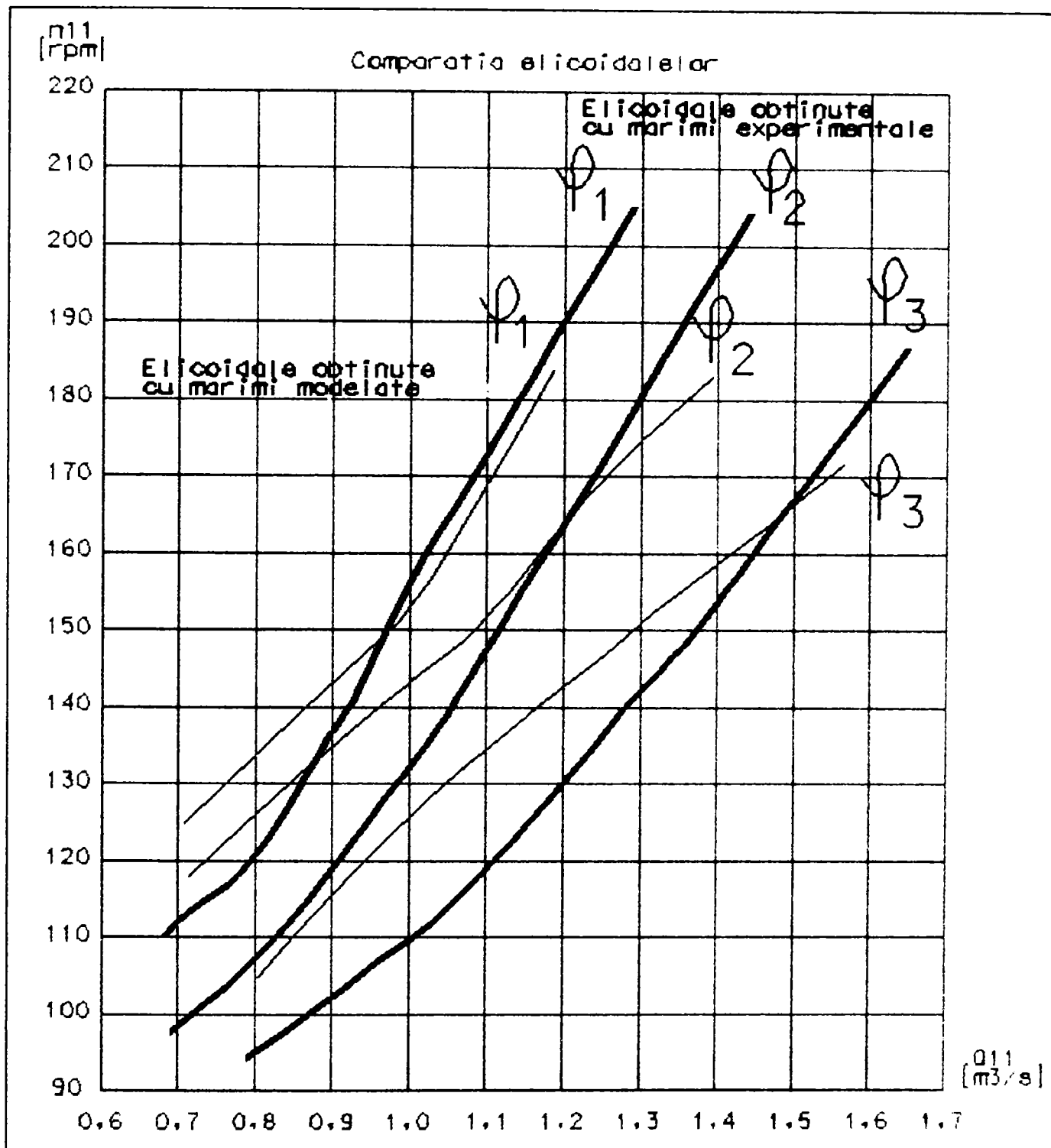


**Fig.4.2.8. Comparație curbe primare și înfășurători (turații  $n_{11}$ ) la  $\varphi_3$**



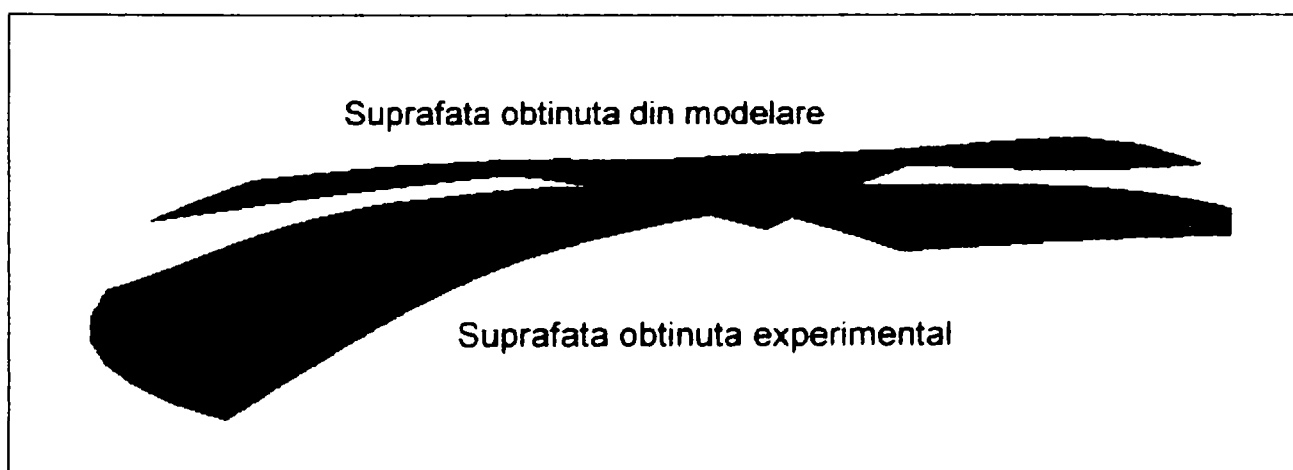
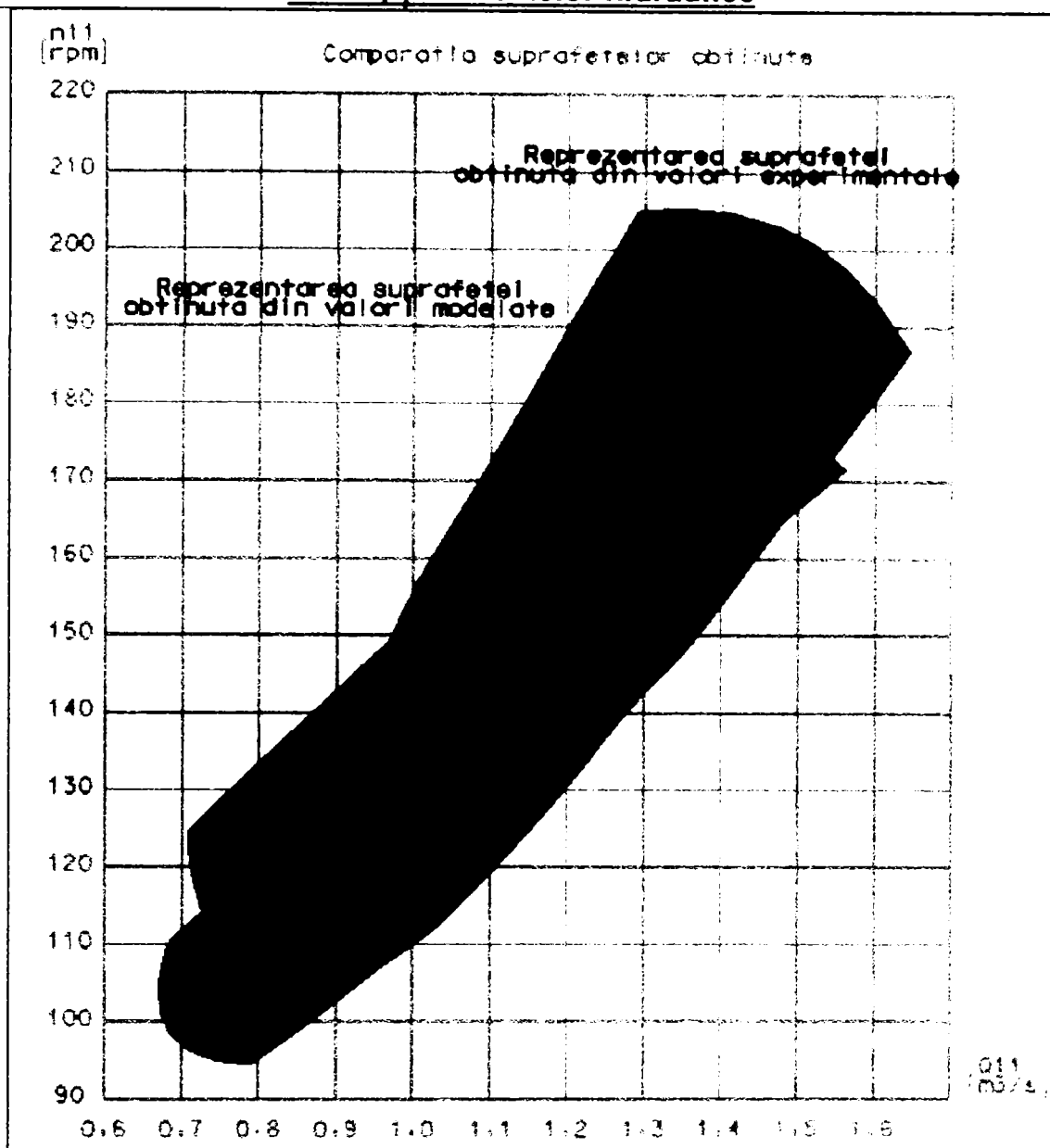
**Fig.4.2.9. Comparație curbe primare și înfășurători (debit  $Q_{11}$ ) la  $\varphi_3$**

Suprapunerea caracteristicilor universale duce la graficele din *fig.4.2.10 ...4.2.12*.



**Fig.4.2.10. Curbe de egală deschidere a rotorului calculate și obținute experimental**

În *fig.4.2.10* se constată faptul că liniile de  $\varphi = \text{const}$  obținute prin calcul deviază la debite dublu unitare mici destul de mult față de aceleași linii obținute experimental. La debite în zona optimului există porțiuni de suprapunere, iar la debite mari, deviația este atenuată.

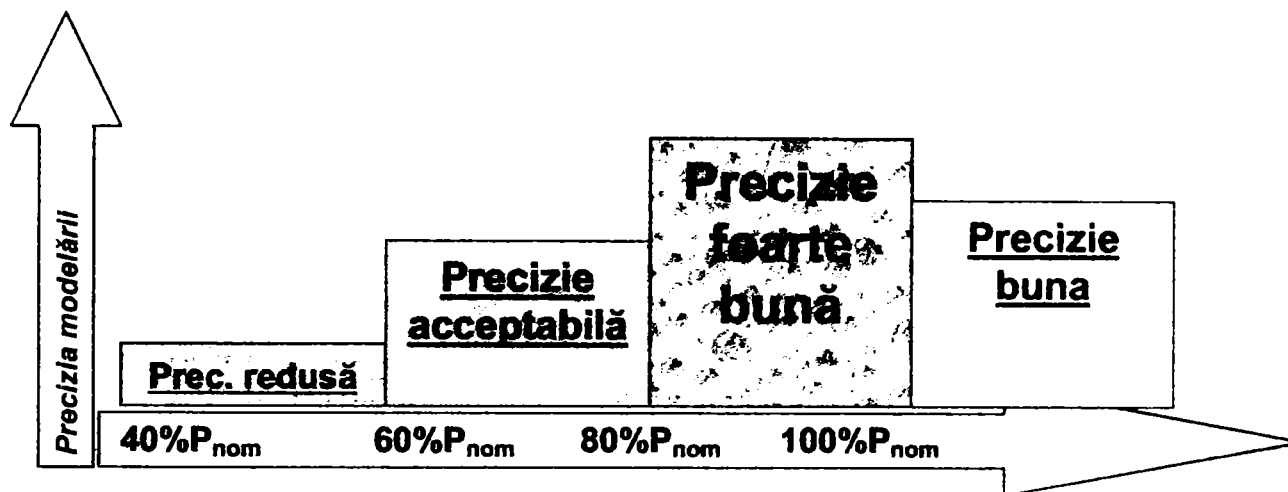


**Fig.4.2.11. Suprafețe spațiale de egal randament**

## Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice

În **fig.4.2.11** se constată din nou aspectele menționate la analiza erorilor din cadrul prezentului subcapitol:

- Tehnologia de modelare are tendința de a supraevalua performanțele energetice ale modelului.
- Suprapunerea cu datele experimentale (**fig.4.2.12**) este:
  - foarte bună în domeniul optim de funcționare (erori medii sub 1%)
  - satisfăcătoare la debite mai mari decât cele optime (înspre dreapta diagramei universale) – erori între 3-5%)
  - imprecisă la debite mai mici, în zona încărcărilor parțiale (erori medii de 5-10%).



**Fig.4.2.12. Precizia metodei de modelare**

Imprecizia derivă următoarele aspecte:

- ❖ Tehnica utilizată (CFX- BladeGenPlus) permite evaluarea comportării doar a elementelor constitutive paletate, ținând cont de influența camerei spirale doar prin unghiul de intrare în stator și nu ține cont de pierderile în tubul de aspirație, care în unele regimuri sunt apreciable.
- ❖ Modelarea s-a realizat la un factor mediu de rafinare a rețelei de elemente finite pentru toate cele trei componente paletate, factorul de rafinare fiind 3, deci s-a lucrat pe rețele având câteva zeci de mii de noduri.
- ❖ Nu se iau în considerare interinfluențele aval-amonte.
- ❖ Rugozitatea reală nu este constantă și uzual ceva mai mare decât cea prevăzută în proiect.
- ❖ Modelul geometric simulat este un model "perfect", în timp ce modelul fizic, real încercat în ștandul experimental este afectat de unele abateri de execuție.

Datorită faptului că dimensionarea unei mașini industriale se realizează de obicei în dreapta punctului optim al diagramei universale, punctele de funcționare aferente încărcărilor parțiale (40%, 60%, 80%) vor ajunge aproximativ în zona optimului modelului, eventual puțin în exteriorul lui înspre stânga la 40% încărcare.

Din acest motiv se poate afirma că programul de analiză rapidă CFX-BladeGenPlus poate fi aplicat cu succes pentru optimizare, dar nu este suficient de precis pentru a realiza curbe de garanție care să fie obligatorii în cadrul relației contractuale producător – beneficiar.

### 4.3. Metode de creștere a preciziei de modelare

După cum s-a prezentat în paragraful precedent, tehnicile de modelare numerică care se aplică turbomașinilor sunt afectate de erori, iar fenomenul preciziei scăzute în domeniile diferite de cel optim este destul de obișnuit. Se pune problema creșterii preciziei de modelare prin intervenția utilizatorului. Desigur, înainte de a interveni, utilizatorul trebuie să se asigure că a evitat toate celelalte surse de erori menționate în **cap.1**.

Cum s-a subliniat în paragraful precedent, programul CFX-BladeGenPlus nu este foarte precis în domeniile diferite de optim. Datorită faptului că totuși această metodă este foarte rapidă și ușor utilizabilă comparativ cu programul de analiză detaliată CFX-TASCflow care impune durate de calcul mult mai mari, s-au analizat posibilități de creștere a preciziei modelării. Se vor prezenta în continuare metodele folosite și rezultatele obținute.

#### 4.3.1. Optimizarea rețelelor de elemente finite

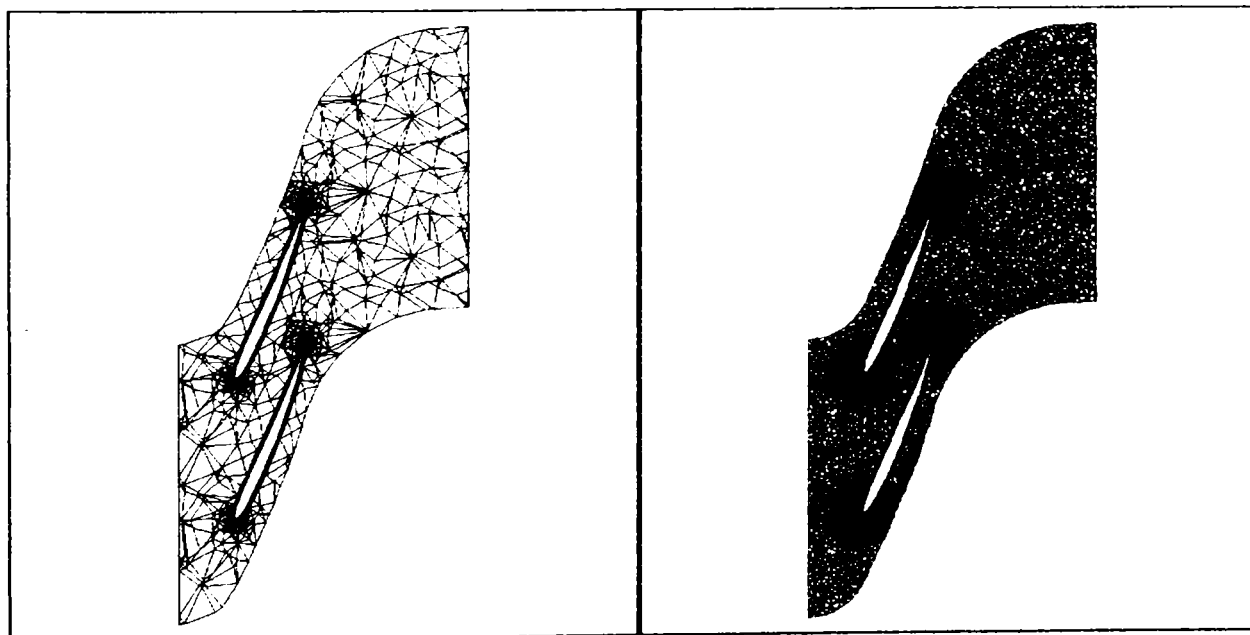
După cum s-a sugerat în cadrul Capitolului 3.2. al prezentei teze, rețelele de elemente finite generate automat în CFX- BladeGenPlus pot fi optimizate prin selectarea fineței rețelei, respectiv prin creșterea numărului de straturi de elemente de tip "rețea O" adiacente profilului paletelor.

În continuare se prezintă analiza influenței acestor factori asupra preciziei de modelare.

##### a) Finețea rețelei

S-a urmărit într-o primă etapă optimizarea rețelelor de profile prin rafinarea rețelei (**fig.4.3.1**), crescând numărul de noduri.

**Tabelul 4.3.1.** indică rezultatele obținute pentru o rețea grosieră, de finețe medie și pentru o rețea fină de rețele de elemente finite, păstrând constant numărul de straturi de tip "rețea O" adiacente profilului ( $N_{stratun} = 5$ )



**Fig.4.3.1. Rețeaua grosieră și fină de elemente finite**

Se au în vedere următoarele aspecte:

- diferența între randamentul calculat și cel determinat experimental
- raportul între numărul de noduri în toate cele trei variantele
- raportul între duratele de calcul

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

**Tabelul 4.3.1 Parametri caracteristici pentru modelare și randamentul rezultat**

	Caracteristici	Rotor Kaplan	Diferențe randament
Rețea grosiera	Număr de noduri	4994	
	CPU time (s)	103	
	Randament (%)	88.85	1,35%
Rețea medie	Număr de noduri	31300	
	CPU time (s)	354	
	Randament (%)	87.83	0,33%
Rețea fină	Număr de noduri	101211	
	CPU time (s)	1066	
	Randament (%)	87.62	0,12%

Din diagrama universală a modelului, în punctul analizat, randamentul măsurat pe model este de 87.5%.

Din **tabelul 4.3.1**, rezultă:

1. Tendința de supraevaluare a performanțelor pentru rețeaua grosieră de elemente finite
2. Pentru rețeaua de finețe medie și rețeaua fină, diferențele de randament predicționate sunt reduse, dar durata de calcul (CPU time) crește de trei ori.
3. Pentru modelarea utilizând o rețea fină, randamentul calculat diferă cu doar 0,1% față de cel măsurat, fiind sub toleranța ștandului de încercări.

Efectuând modelări repetate pentru aceleași elemente paletate în același punct de funcționare, rafinând simultan rețeaua de elemente finite pentru aparatul director (AD) și rotor (R) se ajunge la valorile din **tabelul 4.3.2** pentru căderea maximă, (deschidere minimă a aparatului director), respectiv **tabelul 4.3.3** pentru căderea minimă (deschiderea maximă a aparatului director).

În tabelele respective s-au folosit notațiile:

- AD, R - aparat director, rotor
- CPU – timpul de calcul (s)
- Finețe - factorul de rafinare a rețelei
- Noduri – numărul de noduri al rețelei
- ETA M – randamentul rezultat din modelare
- ETA MAS – randamentul măsurat în ștand
- EROARE, EROARE REL. – definite ca în **cap.4.2**.

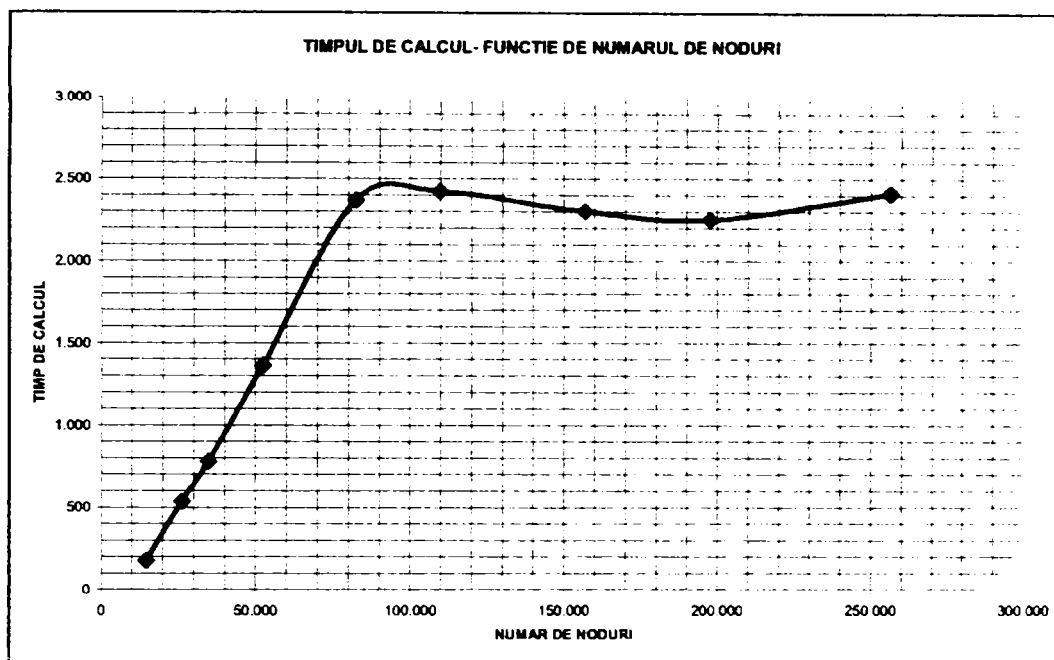
**Tabelul 4.3.2. Dependența precizie de modelare de finețea rețelei**

		ETA MAS							
		AD		R		AD+R		84,25	
Finețe	Noduri	CPU (s)	Noduri	CPU (s)	TOTAL N	CPU TOT	ETA M	EROARE	EROARE REL.
0,1	10.526	128	4.099	52	14.625	180	95,87	11,62	13,79%
0,3	18.094	433	8.076	106	26.170	539	89,73	5,48	6,50%
0,5	23.742	637	10.965	145	34.707	782	89,14	4,89	5,80%
1	35.318	1.265	17.129	101	52.447	1.366	88	3,75	4,45%
2	55.604	2.004	26.688	367	82.292	2.371	88,24	3,99	4,74%
3	71.724	1.904	38.027	522	109.751	2.426	88,12	3,87	4,59%
5	101.230	1.541	55.614	764	156.844	2.305	87,94	3,69	4,38%
6	128.212	1.320	69.363	933	197.575	2.253	87,73	3,48	4,13%
10	165.430	1.213	90.880	1201	256.310	2.414	87,69	3,44	4,08%



**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

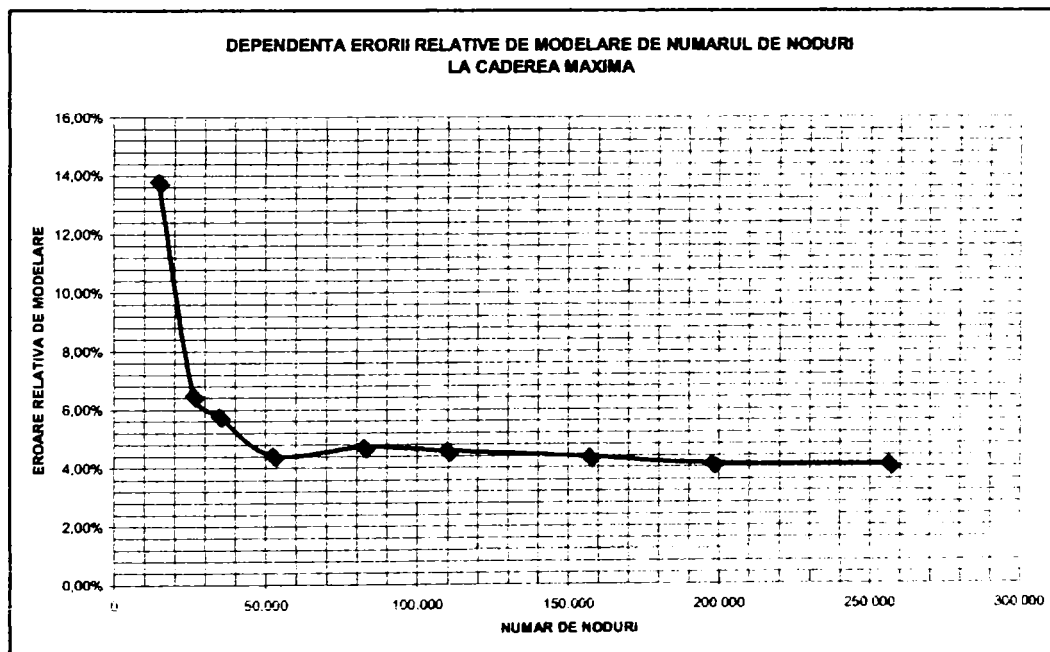
Se constată că eroarea de modelare descreește rapid cu creșterea numărului de noduri, realizând practic un palier pentru un număr de noduri mai mare de 120.000 pentru ansamblul aparat director-rotor (**fig.4.3.2**). Timpul de calcul nu crește nici el asimptotic deoarece s-a folosit opțiunea de a porni de la o soluția anterioară.



**Fig.4.3.2. Timpul de calcul în funcție de numărul de noduri**

Eroarea de modelare nu scade sub 4%. Modelarea inițială (**cap.4.1** și **cap.4.2**) a dus însă la o eroare relativă de aproximativ 6% în acest punct.

Soluția este deci satisfăcătoare din punct de vedere practic, mai ales că precizia de măsurare a randamentelor pe mașinile industriale este uzual și mai redusă (erori de minim 5%). Tendința este dată în **fig.4.3.3**.



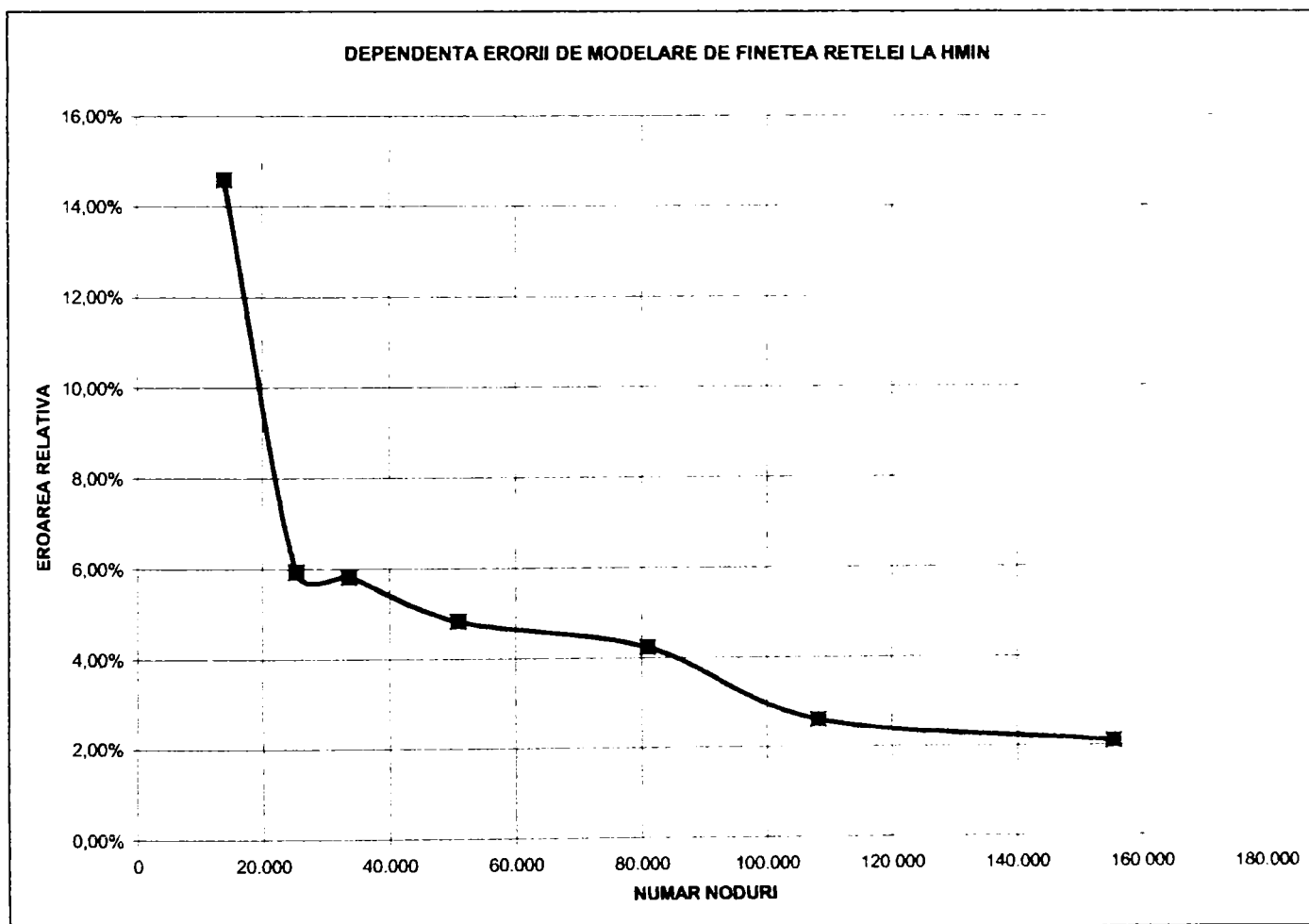
**Fig.4.3.3. Eroarea de modelare în funcție de numărul de noduri pentru căderea maximă**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Pentru căderea minimă de calcul, situația este asemănătoare :

**Tabelul 4.3.3. Dependența precizie de modelare de finețea rețelei la căderea minimă**

Hmin					ETA MAS 85,8				
Finete	AD		R		AD+R				
	Noduri	CPU time	Noduri	CPU time	TOTAL N	CPU TOT	ETA M	EROARE	EROARE REL.
0,1	9.936	171	4.099	51	14.035	222	98,32	12,52	14,59%
0,3	17.184	488	8.076	97	25.260	585	90,9	5,1	5,94%
0,5	22.624	658	10.965	133	33.589	791	90,8	5	5,83%
1	33.689	1.221	17.129	203	50.818	1.424	89,95	4,15	4,84%
2	53.220	746	27.688	319	80.908	1.065	89,44	3,64	4,24%
3	70.044	763	38.027	482	108.071	1.245	88,05	2,25	2,62%
5	99.660	500	55.614	641	155.274	1.141	87,6	1,8	2,10%
6	126.623	1.217	69.363	752	195.986	1.969	87,2	1,4	1,63%
10	163.650	1.334	90.880	1018	254.530	2.352	87,07	1,27	1,48%



**Fig.4.3.4. Eroarea de modelare în funcție de numărul de noduri pentru căderea minimă**

Se poate remarca faptul că la căderea minimă, efectul creșterii fineței rețelei este mai evident, ducând la reducerea erorilor de modelare relative până la nivelul 2%. Acest lucru este explicabil prin aceea că regimul aferent căderii minime este mai apropiat de regimul optim decât cel al căderii maxime. **Decl în zone apropiate de optim, creșterea preciziei modelării se poate realiza prin simpla rafinare a rețelei de elemente finite.**

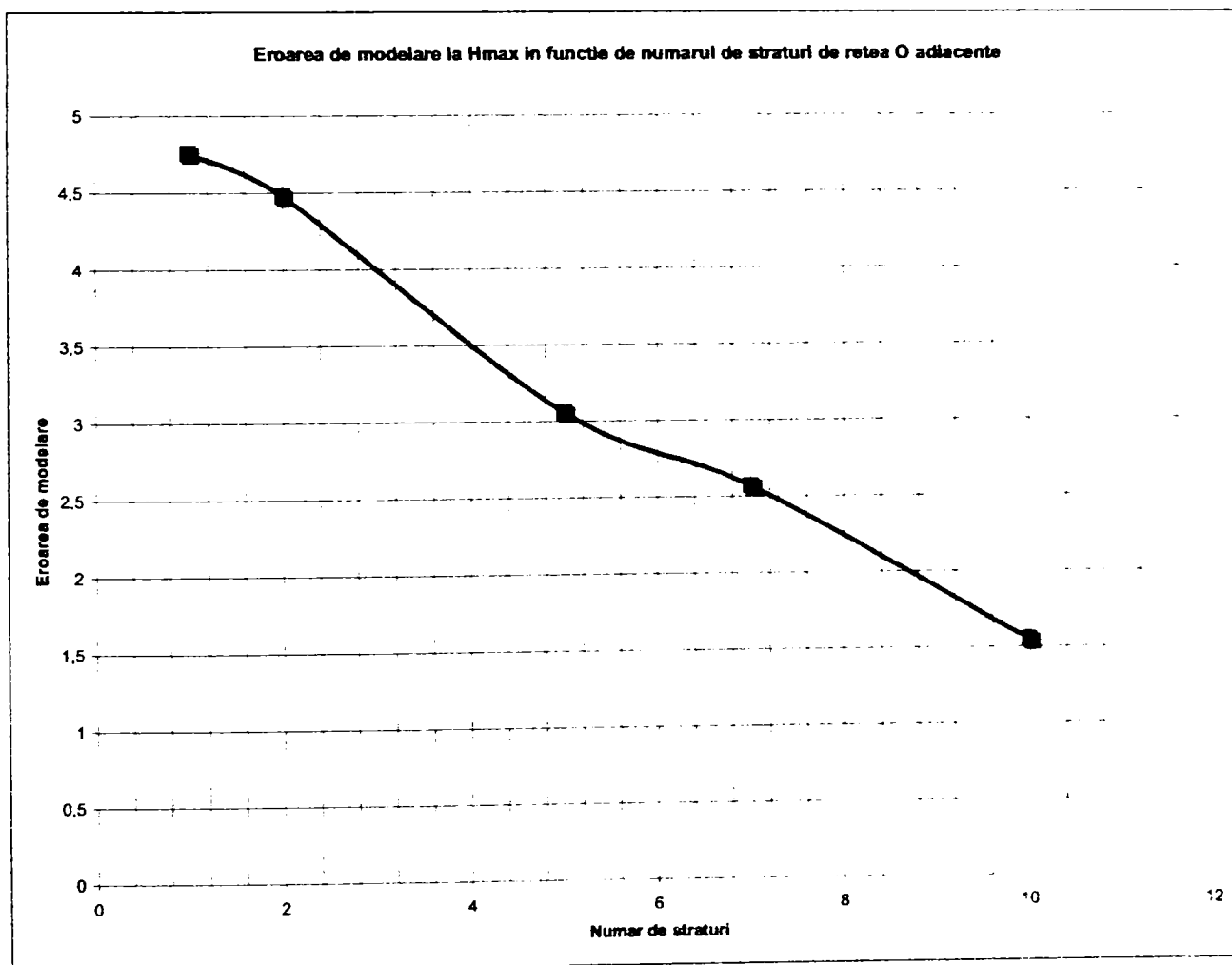
**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

**b) Numărul de straturi de tip "rețea O"**

Numărul de straturi adiacente de elemente de tip "rețea O" (factorul IL) permite evaluarea mai precisă a curgerii în stratul limită. Pornind de la punctul măsurat aferent căderii maxime pentru care s-a analizat influența rafinării rețelei, s-a rulat programul CFX- BladeGenPlus cu un număr diferit de straturi, păstrând factorul de rafinare la nivelul 3. S-au obținut valorile din tabelul 4.3.4, iar dependența erorii de modelare de acest parametru este dat în fig.4.3.5.

**Tabelul 4.3.4.**

Cădere minima			ETA MAS
Factor de rafinare: 3			
Număr de straturi	Randament	Eroare abs.	84,25
1	89,01	4,76	
2	88,73	4,48	
5	87,31	3,06	
7	86,82	2,57	
10	85,8	1,55	



**Fig.4.3.5. Descreșterea erorii de modelare prin creșterea numărului de straturi de "rețea O" adiacente**

Se poate remarca influența majoră a acestui factor asupra preciziei de modelare. Creșterea la maxim a numărului de straturi de tip "rețea O" de elemente finite duce la scăderea erorii de modelare cu peste 3% pentru regimurile mai îndepărtate de optim.

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

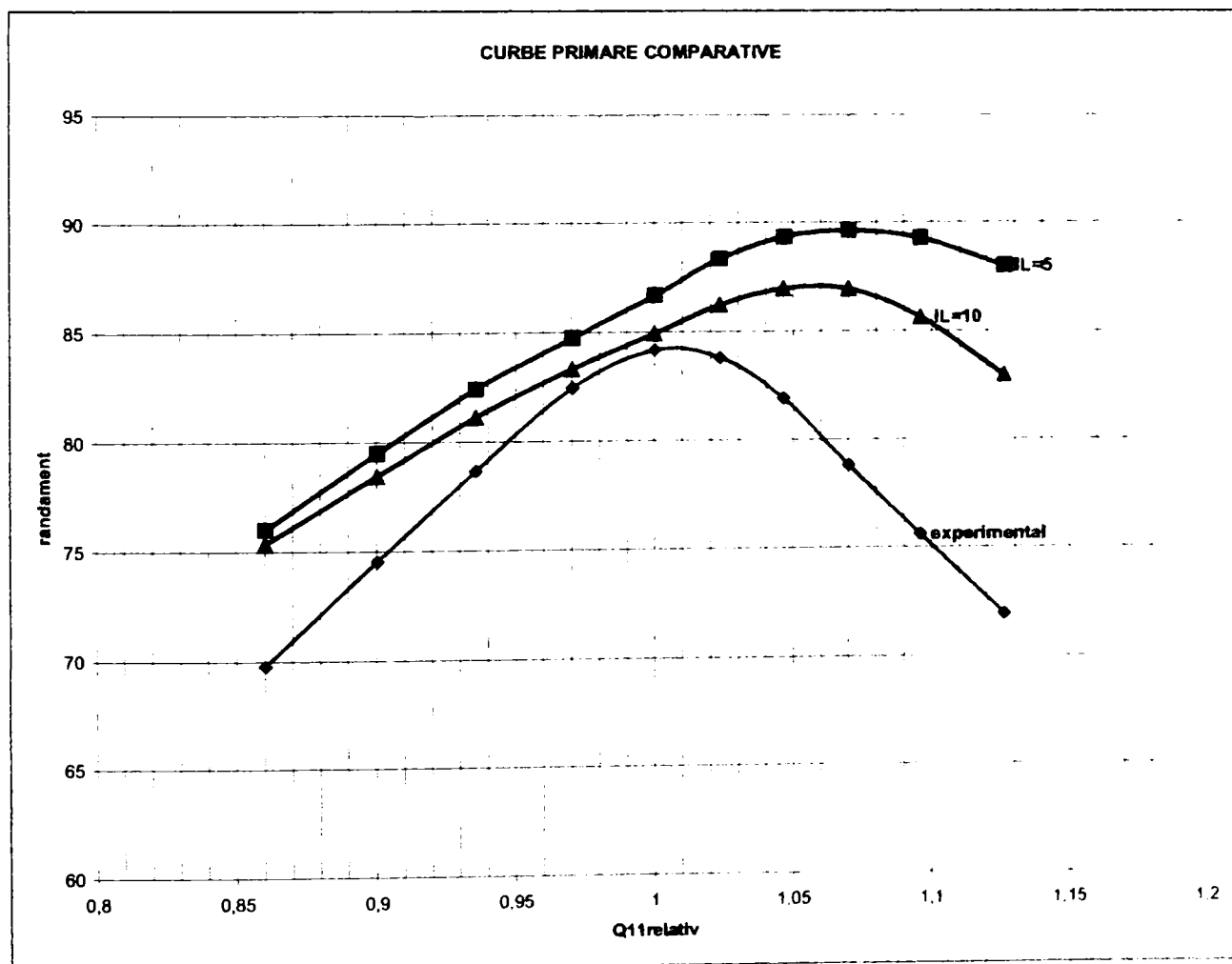
Pe baza acestei observații s-a recalculat întreaga curbă primară cu două valori pentru IL, și anume:  
 IL=5, respectiv  
 IL=10,

de asemenea pentru deschiderea aparatului director corespunzătoare căderii maxime și s-au obținut valorile prezentate în **tabelul 4.3.5**.

**Tabelul 4.3.5. Evoluția erorii de modelare pentru valori diferite de IL la  $a_0=27$  mm**

Cădere maxima		$a_0 = 27$						
Nr.crt.	Q11	n11	$\eta_{stand}$	$\eta_{modelare}$ IL=5	$\Delta\eta_{mod}$ IL=5	$\eta_{modelare}$ IL=10	$\Delta\eta_{mod}$ IL=10	corecție eroare
1	0,710704	70,2234	69,78	76,04	6,26	75,39	5,61	0,65
2	0,743789	79,987	74,57	79,51	4,94	78,48	3,91	1,03
3	0,773075	90,013	78,69	82,43	3,74	81,15	2,46	1,28
4	0,801677	100,056	82,47	84,75	2,28	83,33	0,86	1,42
5	0,82615	109,876	84,18	86,68	2,5	84,94	0,76	1,74
6	0,845531	119,847	83,82	88,35	4,53	86,24	2,42	2,11
7	0,864471	129,874	81,93	89,34	7,41	86,96	5,03	2,38
8	0,88396	139,858	78,84	89,63	10,79	86,94	8,1	2,69
9	0,905315	149,633	75,63	89,26	13,63	85,63	10	3,63
10	0,930407	159,628	71,96	87,99	16,03	82,96	11	5,03

Comparativ, alura curbelor primare este dată în **fig.4.3.6**.

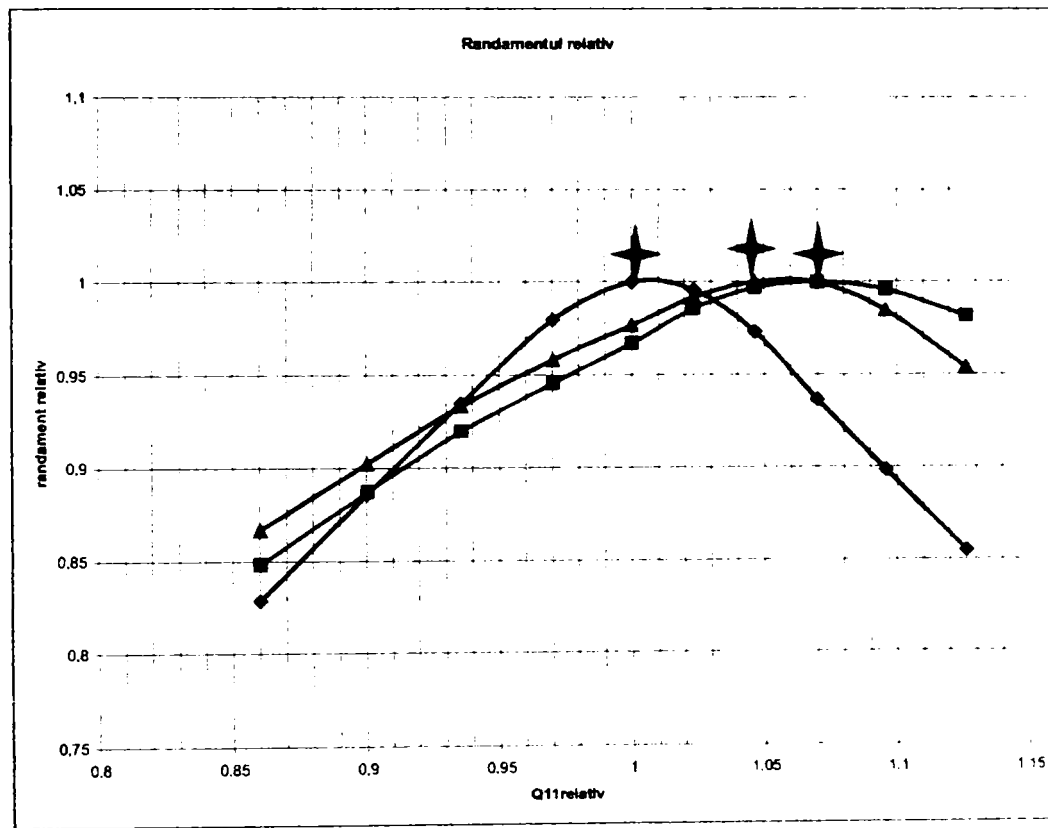


**Fig.4.3.6. Curbe primare comparative**

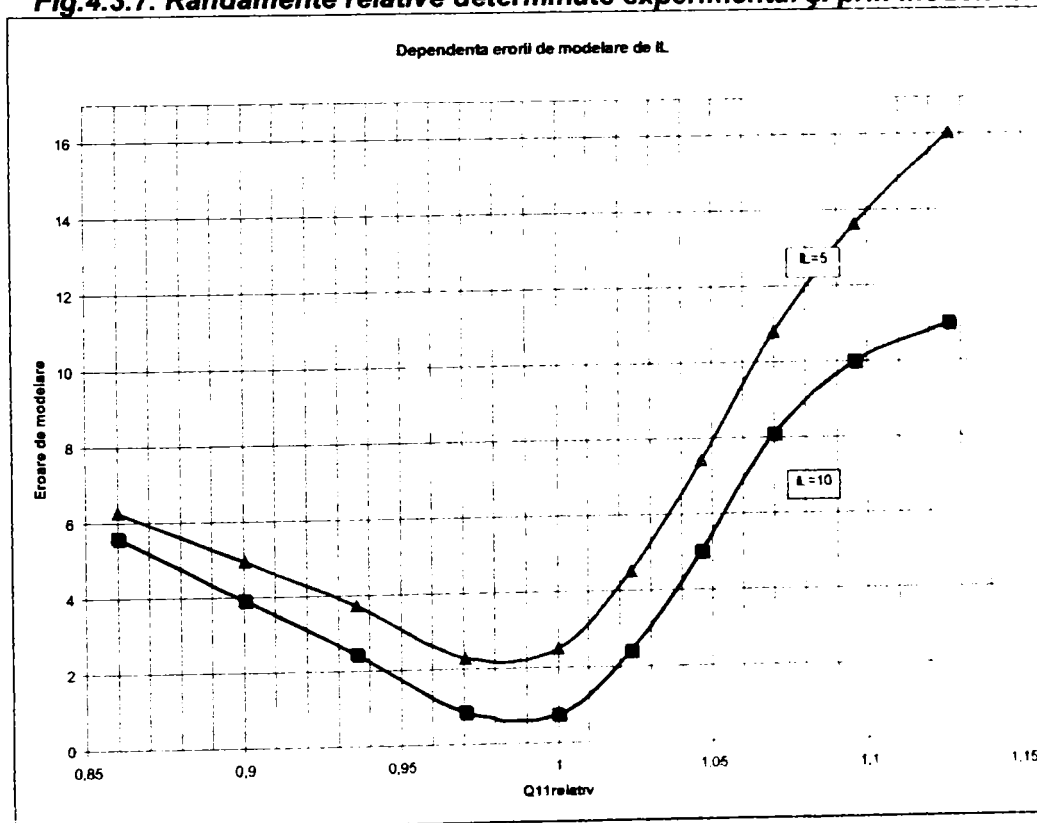
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Se remarcă faptul că alura curbei primare virtuale determinată pentru  $IL=10$  se apropie semnificativ mai mult de alura curbei experimentale. Tendința de "mutare" a optimului înspre debite mai mari dispare pentru înfășurătoarea curbelor; ea este mai atenuată în cazul  $IL=10$  decât pentru  $IL=5$ .

**Fig.4.3.7.** prezintă randamentul relativ în funcție de debitul relativ, indicând prin steluțe poziția optimului pentru curba primară pentru toate cele trei cazurile (experimental,  $IL=5$ ,  $IL=10$ ), iar **fig.4.3.8.** variația erorii de modelare.



**Fig.4.3.7. Randamente relative determinate experimental și prin modelare**



**Fig.4.3.8. Variația erorii de modelare pentru două valori ale  $IL$**

## Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice

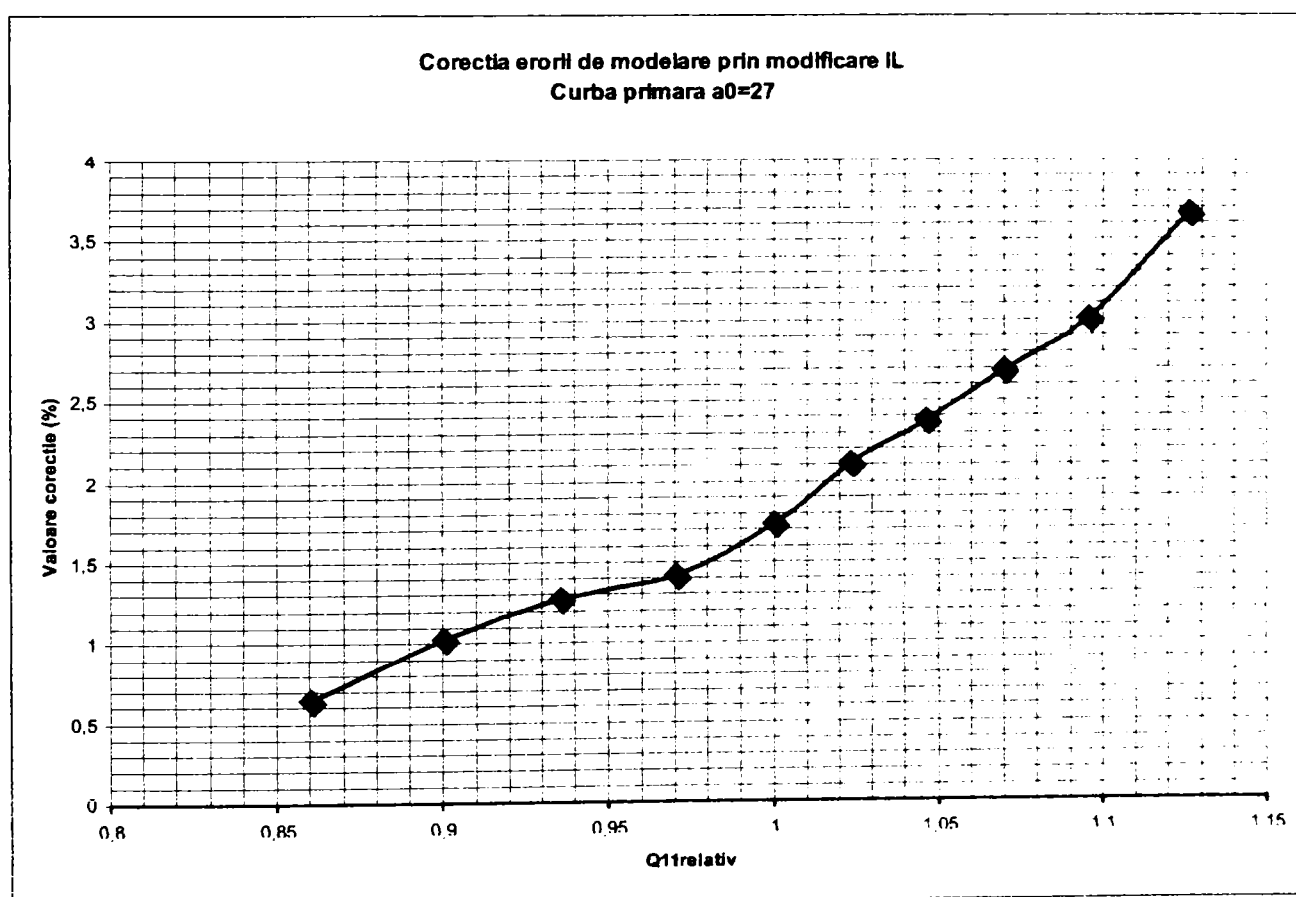
În plus, durata modelării nu crește excesiv, datorită faptului că de la un IL=1 la IL=10, numărul nodurilor crește la un nivel sub dublu, dacă factorul de rafinare rămâne constant (de ex.: pentru cazul analizat inițial, factorul de rafinare fiind 1, pentru IL=1 se lucrează cu aproximativ 12.000 de noduri, iar pentru IL=10 se ajunge la 22.000 de noduri).

Prin creșterea numărului de straturi adiacente profilului se poate corecta eroarea de modelare, corecția crescând cu creșterea debitului relativ, tabelul 4.3.6., respectiv fig.4.3.9.

**Tabelul 4.3.6. Corecția erorii de modelare prin IL pentru căderea maximă**

### Cădere maximă

Nr.crt.	Q11 relativ	$\Delta\eta_{mod}$ IL=5	$\Delta\eta_{mod}$ IL=10	corecție eroare
1	0,86026	6,26	5,61	0,65
2	0,900307	4,94	3,91	1,03
3	0,935756	3,74	2,46	1,28
4	0,970377	2,28	0,86	1,42
5	1	2,5	0,76	1,74
6	1,023459	4,53	2,42	2,11
7	1,046385	7,41	5,03	2,38
8	1,069975	10,79	8,1	2,69
9	1,095824	13,63	10	3,63
10	1,126196	16,03	11	5,03



**Fig.4.3.9. Variația corecției erorii de modelare cu debitul relativ**

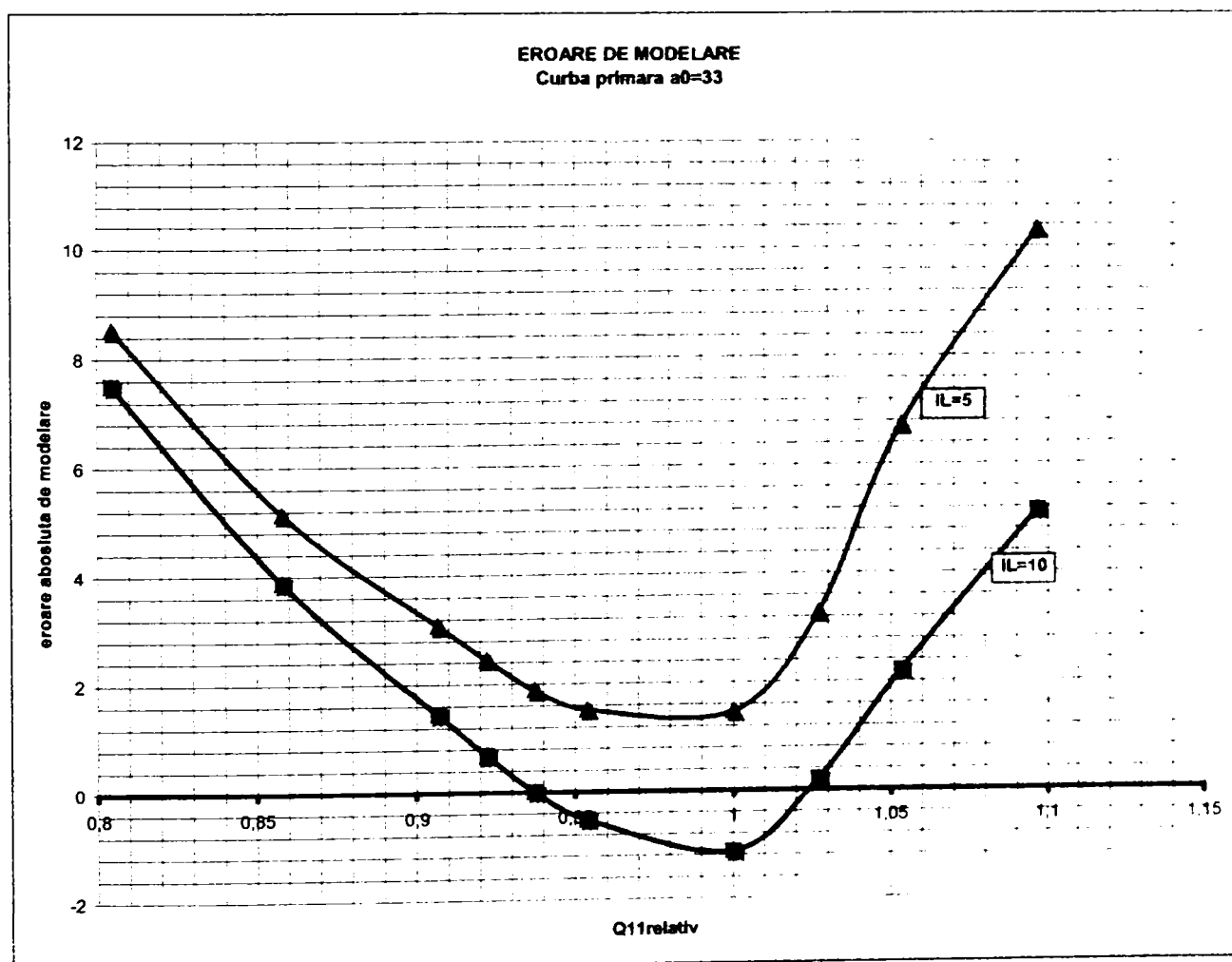
**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

Pentru deschiderea aparatului director  $a_0=33$  mm, păstrând constant unghiul de deschidere al paletelor rotorului și factorul de rafinare al rețelei de elemente finite (factor 3), se obțin valorile din **tabelul 4.3.7**, respectiv erorile de modelare din **fig. 4.3.10**.

**Tabelul 4.3.7. Evoluția erorii de modelare pentru valori diferite de IL la  $a_0=33$  mm**

$a_0=33$

Nr.crt.	Q11 [m3/s]	n11[rpm]	$\eta$ Stand	$\eta$ modelare	$\Delta\eta$ mod	$\eta$ modelare	$\Delta\eta$ mod	corecție eroare modelare
				IL=5	IL=5	IL=10	IL=10	
1	0,777071	70,08339	68,2543	76,79	8,5357	75,77	7,5157	1,02
2	0,828585	84,98201	76,1076	81,26	5,1524	80	3,8924	1,26
3	0,875718	99,84975	81,7038	84,79	3,0862	83,16	1,4562	1,63
4	0,89061	104,7614	83,3138	85,77	2,4562	84,01	0,6962	1,76
5	0,90524	109,6444	84,7377	86,63	1,8923	84,75	0,0123	1,88
6	0,921095	114,7527	85,9241	87,45	1,5259	85,41	-0,5141	2,04
7	0,965874	129,6207	87,7604	89,23	1,4696	86,64	-1,1204	2,59
8	0,991996	139,628	86,6679	89,95	3,2821	86,87	0,2021	3,08
9	1,017285	149,4369	84,2981	91,03	6,7319	86,5	2,2019	4,53
10	1,059167	164,2958	79,6784	90	10,3216	84,82	5,1416	5,18



**Fig.4.3.10. Eroarea de modelare aferentă curbei primare  $a_0=33$  mm pentru IL=5, IL=10**

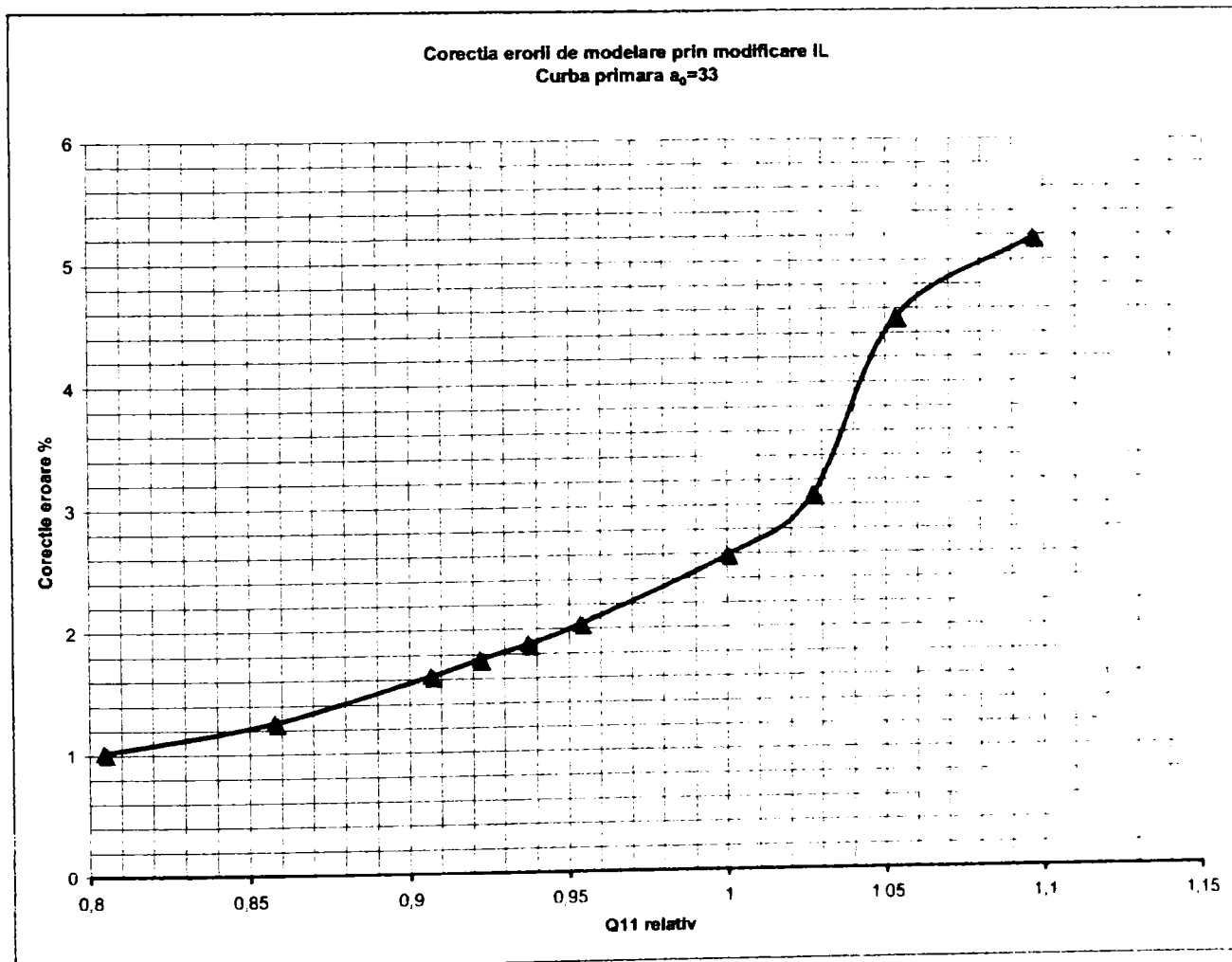
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Din **fig.4.3.10** se poate remarca faptul că pentru debite apropiate de optimul curbei primare respective, un număr ridicat de straturi adiacente duce la erori de modelare negative, deci tehnica de simulare subvaluează comportarea reală, măsurată experimental.

Și în acest caz, pentru un regim mult mai apropiat de optim, se poate sesiza o corecție apreciabilă a preciziei de modelare, datele fiind prezentate în **tabelul 4.3.8** și reprezentate grafic în **fig.4.3.11**. Se subliniază că toate rularile s-au realizat pentru același factor de rafinare a rețelei de elemente finite (RF=1).

**Tabelul 4.3.8. Corecția erorii de modelare pentru  $a_0=33$  mm**

Nr.crt.	Q11 relativ	$\Delta\eta_{mod}$ IL=5	$\Delta\eta_{mod}$ IL=10	corecție eroare
1	0,804526	8,5357	7,5157	1,02
2	0,85786	5,1524	3,8924	1,26
3	0,906659	3,0862	1,4562	1,63
4	0,922077	2,4562	0,6962	1,76
5	0,937224	1,8923	0,0123	1,88
6	0,953639	1,5259	-0,5141	2,04
7	1	1,4696	-1,1204	2,59
8	1,027045	3,2821	0,2021	3,08
9	1,053227	6,7319	2,2019	4,53
10	1,096589	10,3216	5,1416	5,18



**Fig.4.3.11. Variația corecției de modelare pentru IL=10**



**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

**4.3.2. Metoda rugozității virtuale**

Metoda pornește de la observația că pe de-o parte tehnica utilizată nu ține cont de influența camerei spirale și a tubului de aspirație, iar pe de altă parte regimurile diferite de cel optim sunt afectate de fenomene de șoc, desprinderi, etc. Toate aceste fenomene introduc pierderi suplimentare. Metoda presupune luarea în considerare a acestor efecte prin introducerea unei rugozități virtuale (artificiale) care pentru aceleași elemente constitutive nepaletate și în aceleași regimuri de exploatare poate fi considerată constantă.

Idea de bază este că practic influența acestor elemente se resimte sub forma creșterii coeficienților de pierdere. Este cunoscut faptul că și creșterea rugozității duce la creșterea coeficienților de pierdere. Atunci prin introducerea forțată a unei rugozități "artificiale", a cărei mărime se poate determina prin rulări succesive în același regim, acuratețea rezultatelor modelării va crește.

Se definește drept "rugozitate virtuală" raportul între rugozitatea folosită la modelare și rugozitatea înscrisă în proiect sub forma:

$$\mu_{\text{virtual}} = \frac{\mu_{\text{proiect}}}{\mu_{\text{modelare}}}$$

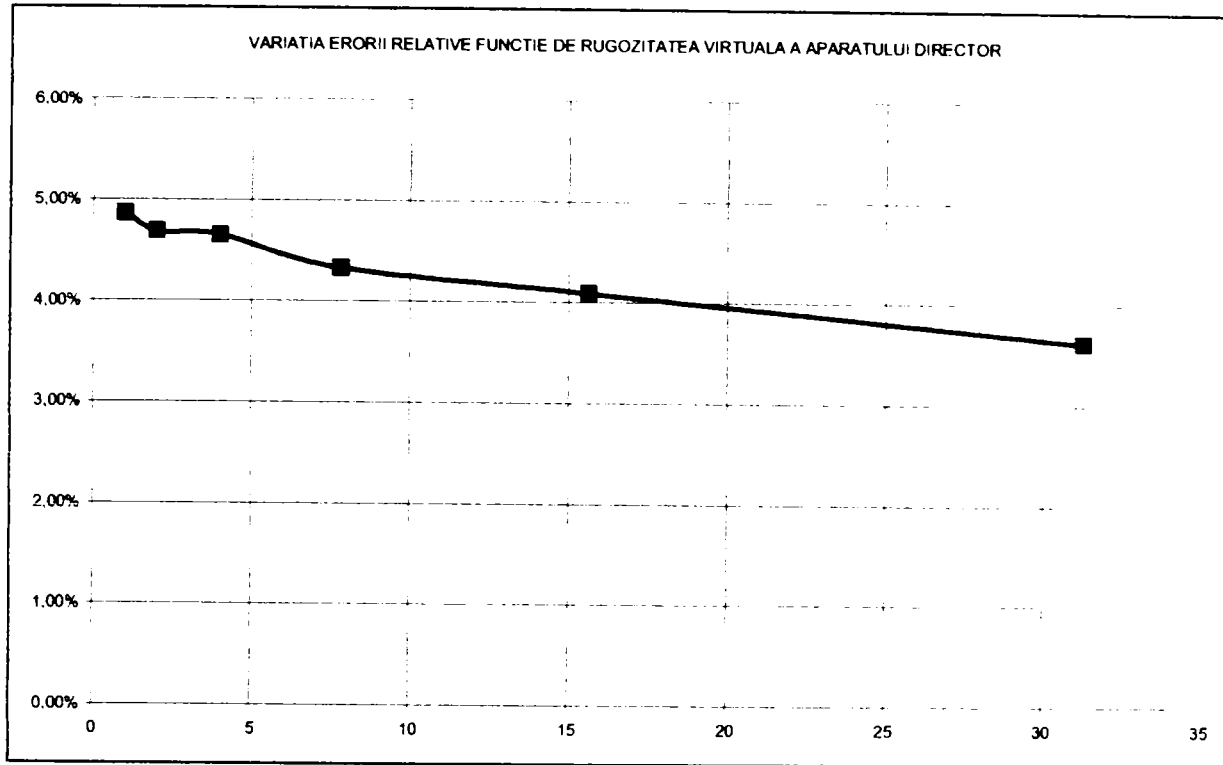
Rugozitatea virtuală se aplică atât la analiza aparatului director, cât și la analiza rotorului, ea păstrându-se constantă. În **tabelul 4.3.9** se prezintă valorile obținute din modelare cu specificarea rugozității virtuale adoptate. De menționat că s-a lucrat cu un factor de rafinare a rețelei de elemente finite mediu (3), care inițial în punctul analizat a generat o eroare de modelare de 6%.

**Tabelul 4.3.9. Rugozitatea virtuală la căderea maximă**

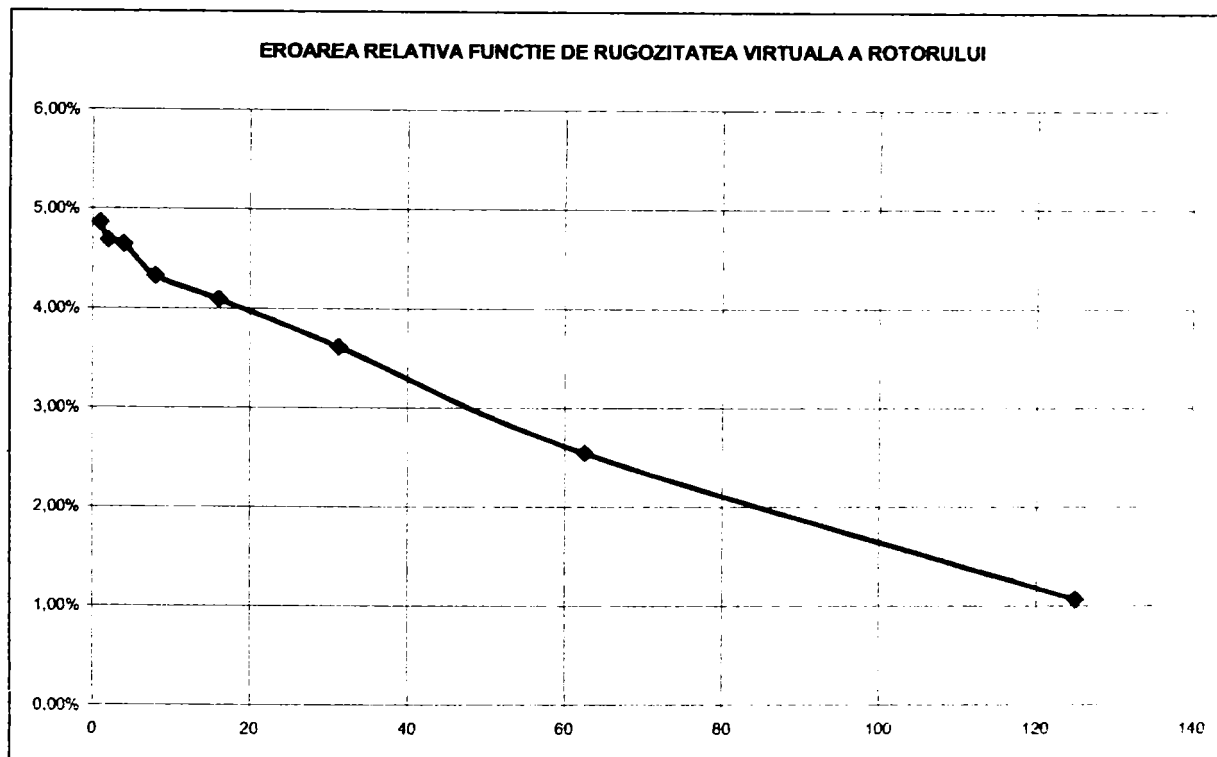
<u>Rugozitate "artificiala"</u>	<u>la Hmax</u>					ETA MĂSURAT
Nr.	AD	R	ETA M	EROARE	ER.REL.	84,25
crt.	micrometri	micrometri	%	%	%	
1	0,0032	0,0008	88,35	4,1	4,87%	rugoz. cf. proiect
2	0,0064	0,0016	88,2	3,95	4,69%	rugoz. mas. pe model
3	0,0128	0,0032	88,17	3,92	4,65%	
4	0,025	0,0064	87,9	3,65	4,33%	
5	0,05	0,0128	87,7	3,45	4,09%	
6	0,1	0,025	87,3	3,05	3,62%	
7	0,1	0,05	86,4	2,15	2,55%	
8	0,1	0,1	85,15	0,9	1,07%	

**Rugoz. virtuala**

	AD	R	ER.REL.
1	1	1	4,87%
2	2	2	4,69%
3	4	4	4,65%
4	7,8125	8	4,33%
5	15,625	16	4,09%
6	31,25	31,25	3,62%
7	31,25	62,5	2,55%
8	31,25	125	1,07%



**Fig.4.3.12. Influența rugozității virtuale a aparatului director la căderea maximă asupra erorii de modelare**



**Fig.4.3.13. Influența rugozității virtuale a rotorului la căderea maximă asupra erorii de modelare**

Pentru căderea minimă, situația este prezentată în **tabelul 4.3.10**, respectiv în **fig.4.3.14** și **fig.4.3.15**. Aici s-au luat în considerare mai puține puncte, datorită faptului că eroarea inițială de modelare nu a fost foarte ridicată, în cazul considerat căderea minimă fiind destul de aproape de căderea de calcul.

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

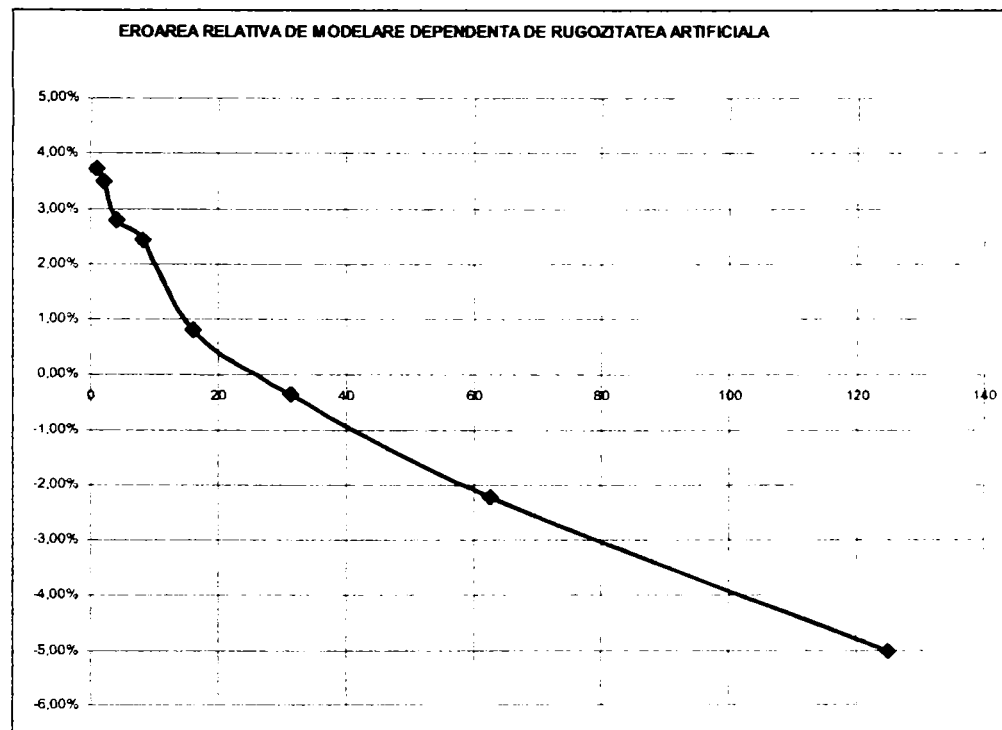
**Tabelul 4.3.10. Rugozitatea virtuală la căderea maximă**

<u>Rugozitate</u> <u>"artificiala"</u>		<u>la Hmin</u>				ETA MĂSURAT	85,8
Nr.	AD	R	ETA M	EROARE	ER.REL.	Obs.	
crt.	micrometri	micrometri	%	%	%		
1	0,0032	0,0008	89	3,2	3,73%	rugoz. cf. proiect	
2	0,0064	0,0016	88,8	3	3,50%	rugoz. mas. pe model	
3	0,0128	0,0032	88,2	2,4	2,80%		
4	0,025	0,0064	87,9	2,1	2,45%		
5	0,05	0,0128	86,5	0,7	0,82%		
6	0,1	0,025	85,5	-0,3	-0,35%		
7	0,1	0,05	83,9	-1,9	-2,21%		
8	0,1	0,1	81,5	-4,3	-5,01%		

**Rugoz.virtuala**

	AD	R	ER.REL.
1	1	1	3,73%
2	2	2	3,50%
3	4	4	2,80%
4	7,8125	8	2,45%
5	15,625	16	0,82%
6	31,25	31,25	-0,35%
7	31,25	62,5	-2,21%
8	31,25	125	-5,01%

Se constată faptul că eroarea de modelare va avea valori negative la valori mari ale rugozității virtuale, fapt explicabil prin apropierea regimului de cel optim (*fig.4.3.14*)



**Fig.4.3.14. Eroarea relativa funcție de rugozitatea virtuala la căderea minimă**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în  
concepția turbinelor hidraulice**

Având în vedere următoarele aspecte:

- ❖ pentru nici una din curbele din **fig.4.3.12... fig. 4.3.14.** nu s-a ajuns la un palier,
- ❖ la o creștere masivă a rugozității artificiale pentru regimuri mai aproape de optim, eroarea de modelare schimbă semnul
- ❖ rugozitatea virtuală de 62,5 respectiv 125 reprezintă practic o modificare a profilului paletelor

s-au reluat modelările pentru deschiderile de  $a_0=27$  mm,  $a_0=30$  mm și  $a_0=33$  mm pentru aceeași poziție a paletelor rotorice. Rugozitatea virtuală a aparatului director s-a păstrat constantă la valoarea 2, iar rugozitatea virtuală a rotorului a fost variabilă.

Rezultatele noilor modelări sunt date în **tabelul 4.3.11**, respectiv în **fig. 4.3.15**.

**Tabelul 4.3.11**

**Rotor  $\phi 1$  pt. deschidere AD  $a_0=27$ [mm]**

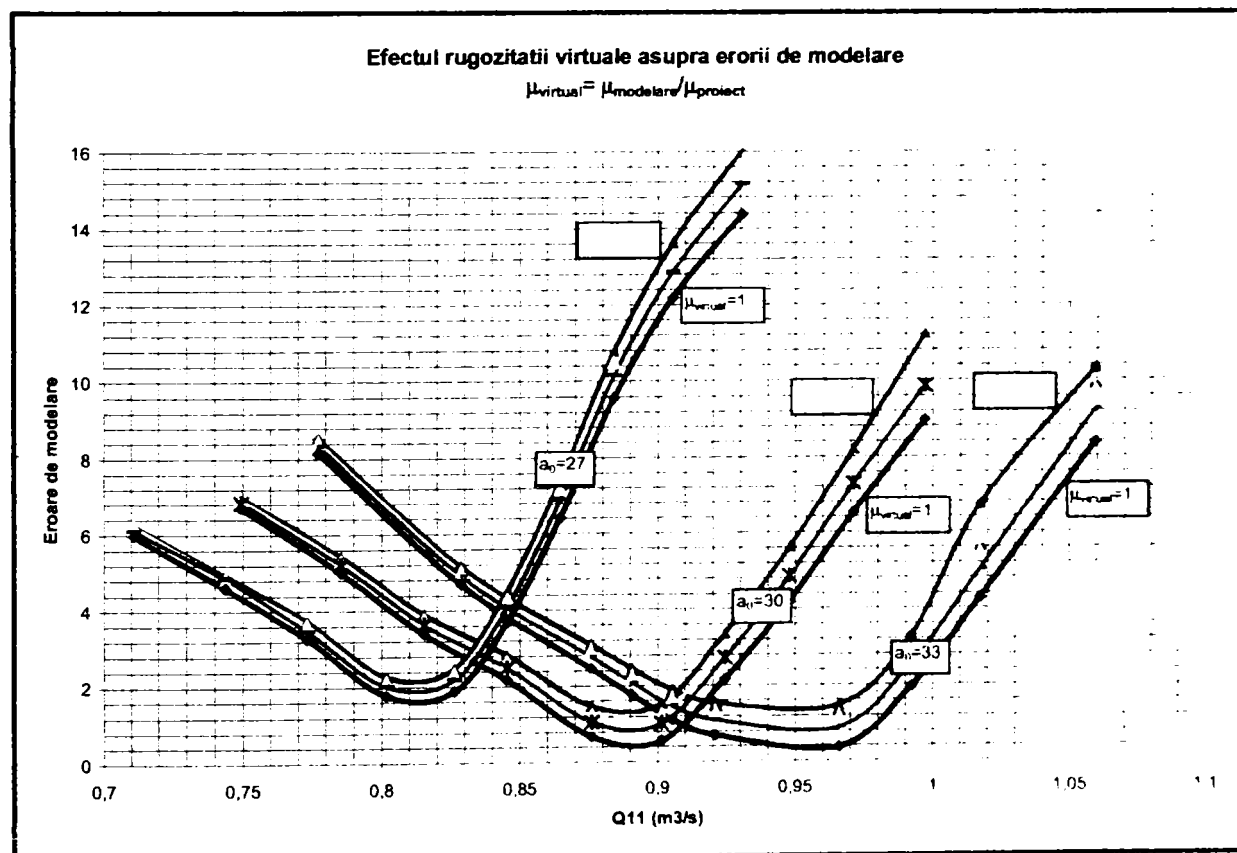
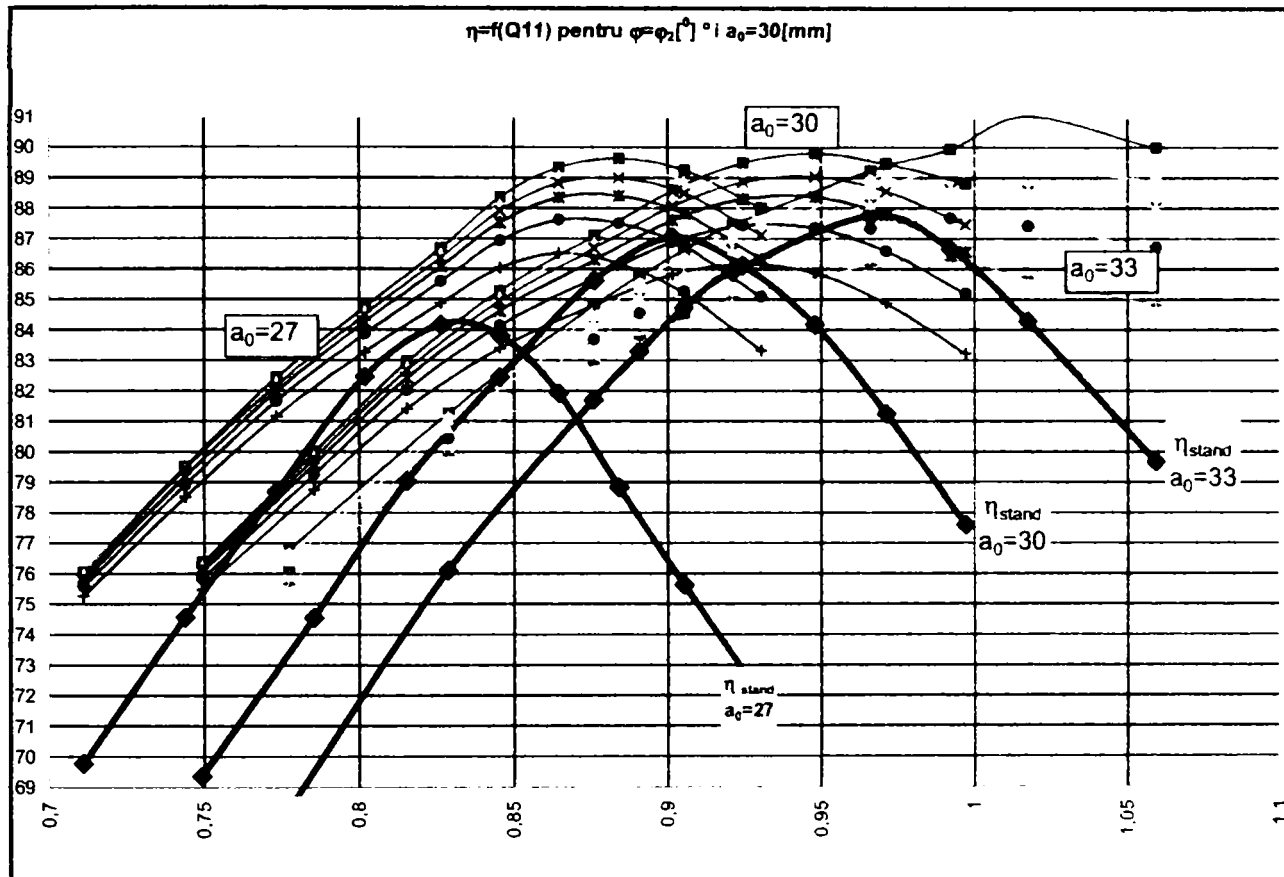
Nr.crt.	Q11 [m3/s]	n11[rpm]	$\eta$ Stand	$\eta$ pt R0 (1)	$\Delta\eta(1)$	$\eta$ pt R1 (4)	$\Delta\eta(4)$	$\eta$ pt R2 (8)	$\Delta\eta(8)$	$\eta$ pt R3 (16)	$\Delta\eta(16)$
1	0.710704	70.223404	69.7783	76.0402	6.2619	76.0382	6.2599	75.8955	6.1172	75.7726	5.9943
2	0.743789	79.987312	74.5718	79.5197	4.9479	79.442	4.8702	79.4418	4.87	79.1845	4.6127
3	0.773075	90.013351	78.6862	82.4362	3.75	82.3374	3.6512	82.1738	3.4876	81.9779	3.2917
4	0.801677	100.056122	82.4736	84.751	2.2774	84.6378	2.1642	84.4972	2.0236	84.2569	1.7833
5	0.82615	109.876007	84.1842	86.6846	2.5004	86.5508	2.3666	86.375	2.1908	86.0772	1.893
6	0.845531	119.847321	83.8215	88.3502	4.5287	88.1458	4.3243	87.9171	4.0956	87.5366	3.7151
7	0.864471	129.874207	81.9342	89.3433	7.4091	89.1186	7.1844	88.8356	6.9014	88.361	6.4268
8	0.88396	139.858658	78.839	89.6288	10.7898	89.3481	10.5091	88.9983	10.1593	88.4156	9.5766
9	0.905315	149.633194	75.6353	89.2601	13.6248	88.9205	13.2852	88.4991	12.8638	87.817	12.1817
10	0.930407	159.628098	71.9617	87.9975	16.0358	87.6143	15.6526	87.1253	15.1636	86.3299	14.3682

**Rotor  $\phi 1$  pt. deschidere AD  $a_0=30$ [mm]**

Nr.crt.	Q11 [m3/s]	n11[rpm]	$\eta$ Stand	$\eta$ pt R0 (1)	$\Delta\eta(1)$	$\eta$ pt R1 (4)	$\Delta\eta(4)$	$\eta$ pt R2 (8)	$\Delta\eta(8)$	$\eta$ pt R3 (16)	$\Delta\eta(16)$
1	0.749275	70.146141	69.3565	76.3659	7.0094	76.3009	6.9444	76.209	6.8525	76.0768	6.7203
2	0.785203	79.974571	74.5582	79.99	5.4318	79.8902	5.332	79.7731	5.2149	79.5764	5.0182
3	0.815176	89.993706	79.0327	82.9491	3.9164	82.8221	3.7894	82.6775	3.6448	82.4295	3.3968
4	0.845318	100.011253	82.4492	85.2859	2.8367	85.1287	2.6795	84.9468	2.4976	84.6351	2.1859
5	0.87599	109.791061	85.6283	87.0991	1.4708	86.9017	1.2734	86.6805	1.0522	86.3063	0.678
6	0.901337	119.777863	87.0566	88.5864	1.5298	88.3399	1.2833	88.0688	1.0122	87.6105	0.5539
7	0.924468	129.816223	86.1268	89.4939	3.3671	89.193	3.0662	88.8586	2.7318	88.3037	2.1769
8	0.947757	139.755951	84.1863	89.805	5.6187	89.4411	5.2548	89.0418	4.8555	88.3791	4.1928
9	0.970959	149.607056	81.267	89.4655	8.1985	89.0316	7.7646	88.5607	7.2937	87.7859	6.5189
10	0.996854	159.628906	77.6043	88.8187	11.2144	88.3096	10.7053	87.4655	9.8612	86.5724	8.9681

**Rotor  $\phi 1$  pt. deschidere AD  $a_0=33$ [mm]**

Nr.crt.	Q11 [m3/s]	n11[rpm]	$\eta$ Stand	$\eta$ pt R0 (1)	$\Delta\eta(1)$	$\eta$ pt R1 (4)	$\Delta\eta(4)$	$\eta$ pt R2 (8)	$\Delta\eta(8)$	$\eta$ pt R3 (16)	$\Delta\eta(16)$
1	0.777071	70.083389	68.2543	76.7971	8.5428	76.7055	8.4512	76.5963	8.342	76.4167	8.1624
2	0.828585	84.98201	76.1076	81.2638	5.1562	81.1505	5.0429	81.0231	4.9155	80.7985	4.6909
3	0.875718	99.849747	81.7038	84.7985	3.0947	84.644	2.9402	84.4688	2.765	84.171	2.4672
4	0.89061	104.761353	83.3138	85.7695	2.4557	85.6004	2.2866	85.3993	2.0855	85.0784	1.7646
5	0.90524	109.644402	84.7377	86.63	1.8923	86.4255	1.6878	86.203	1.4653	85.8506	1.1129
6	0.921095	114.752716	85.9241	87.4576	1.5335	87.2545	1.3304	87.0118	1.0877	86.6188	0.6947
7	0.965874	129.620728	87.7604	89.2342	1.4738	88.965	1.2046	88.6419	0.8815	88.1329	0.3725
8	0.991996	139.627975	86.6679	89.9508	3.2829	89.6177	2.9498	89.2337	2.5658	88.6204	1.9525
9	1.017285	149.43692	84.2981	91.033	6.7349	89.8089	5.5108	89.3248	5.0267	88.5785	4.2804
10	1.059167	164.295822	79.6784	89.9954	10.317	89.4562	9.7778	88.8983	9.2199	88.0447	8.3663

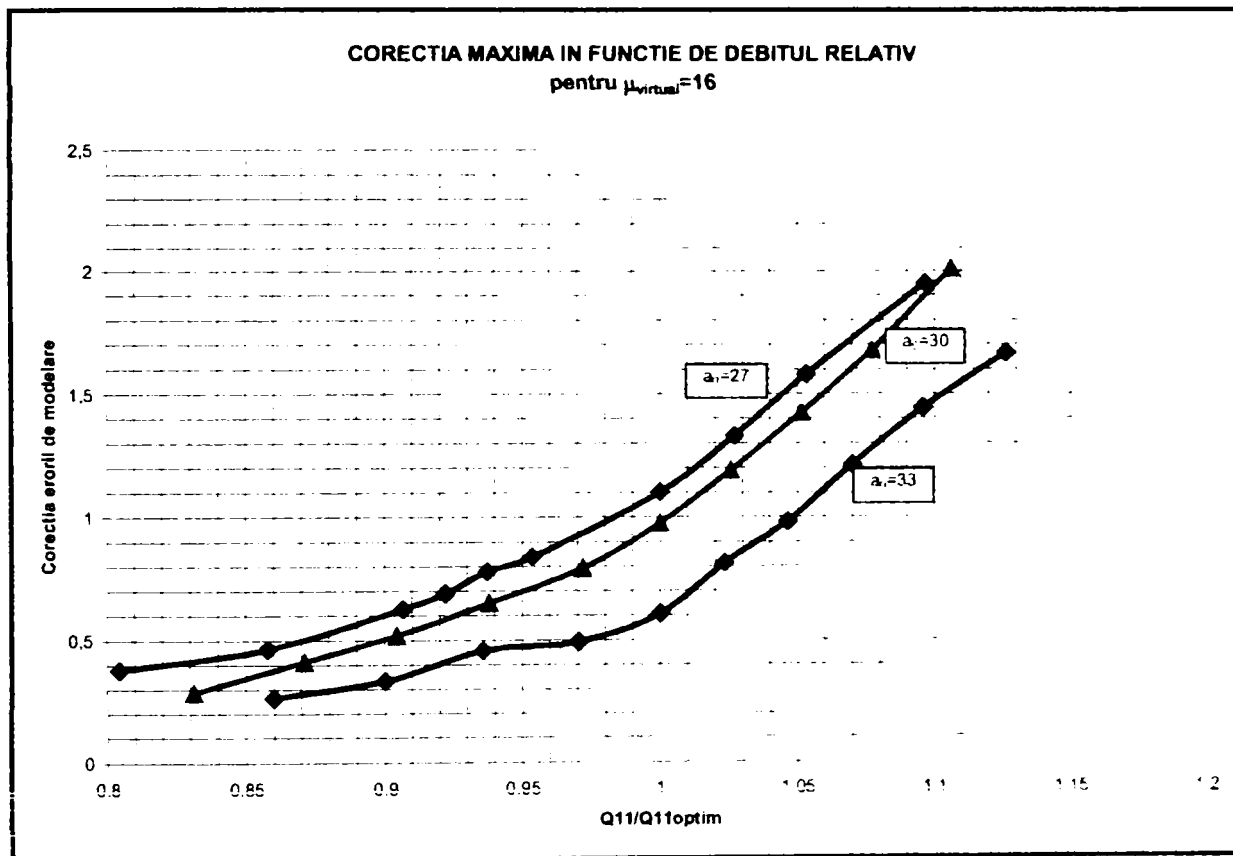


**Fig.4.3.15. Suprapunerea curbelor primare și evoluția erorii de modelare pentru trei deschideri de aparat director în funcție de rugozitatea virtuală**

**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Din graficele din **fig.4.3.15** se pot remarca următoarele:

- reducerea erorii de modelare cu creșterea rugozității virtuale în toate cazurile
- corecția erorii de modelare crește cu creșterea debitului, fiind mai mare în cazul debitelor mari (**fig.4.3.16**); cele mai mici corecții se obțin pentru debite mici, respectiv pentru cea mai mică deschidere a aparatului director
- se poate obține scăderea cu 1,5-2% a erorii de modelare, păstrând rugozitatea virtuală în limite tehnic acceptabile



**Fig.4.3.11. Dependenta corecției erorii de modelare de debitul relativ pentru trei deschideri ale aparatului director**

Această abordare a problemei permite creșterea preciziei de modelare este aplicabilă însă doar atunci când se realizează înlocuirea elementelor constitutive paletate într-un circuit hidraulic cu elemente nepaletate cunoscute. În plus, corecțiile nu sunt foarte spectaculoase în domeniul rugozităților virtuale "tehnice" credibile, ceea ce dovedește faptul că **nu frecarea cu pereții solizi ai circuitului hidraulic este fenomenul cu cea mai mare pondere în bilanțul pierderilor în regimurile diferite de cel optim.**

Totuși se consideră o idee care trebuie promovată, deoarece permite creșterea preciziei fără a crește foarte mult timpul de calcul.

Coroborată cu creșterea fineței rețelelor de elemente finite, selecția corectă a numărului straturilor de rețele O adiacente, metoda rugozității virtuale poate constitui un valoros instrument de optimizare a acurateței de modelare pentru un model cu rotor modificat. Cum uzual modernizarea centralelor hidroelectrice în funcționare implică doar înlocuirea rotorului (inclusiv pentru obiective majore cum sunt turbinele de la CHE Porțile de Fier I s-a procedat astfel) păstrându-se celelalte elemente ale circuitului hidraulic, pentru un circuit hidraulic cunoscut, aplicarea combinată a metodelor descrise duce la o acuratețe suficientă a modelării astfel încât să permită aprecierea cantitativă a performanțelor unor variante de rotor.

## Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice

### 4.3.3. Utilizarea programului de analiză TASCflow pentru regimurile diferite de cel optim

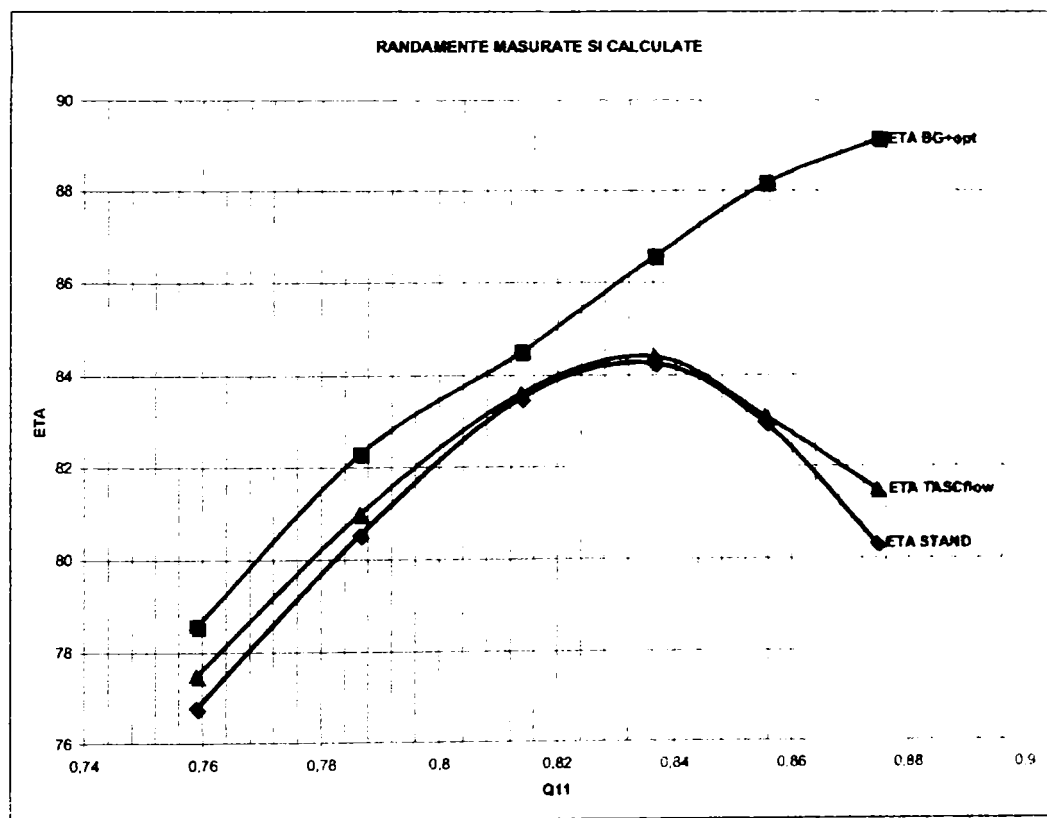
Este soluția cea mai precisă, dar necesită durate de calcul mari. Datorită faptului că rețeaua multibloc de elemente finite poate fi rafinată în limita capacității de calcul disponibile, o optimizare suplimentară poate veni din modificarea modelului de turbulență. Având în vedere timpii de calcul foarte ridicați (8-10 ore pentru un punct), metoda este aplicabilă atunci când există resurse de calcul (hardware) apreciabile (stații grafice).

Pentru reducerea timpului de calcul se poate proceda prin "fracționarea" circuitului hidraulic /40/, calculând pierderile în funcție de debit pentru camera spirală după o metodă clasică, utilizând pachete de programe simple pentru componentele paletate și programe de analiză complexe (CFX-TASCflow) pentru tubul de aspirație.

În cazul de față s-a utilizat modelarea integrală a curbei primare aferente căderii maxime (curba 7 din **tabelul 4.2.2**) și s-au obținut rezultatele din **tabelul 4.3.12** și **fig.4.3.12** Prin ETA STAND se va înțelege randamentul măsurat în ștandul de garanție, ETA BG+opt randamentul calculat cu programul BladeGenPlus (cu optimizarea rețelelor de elemente finite) și prin ETA TASCflow randamentul calculat pentru model pe baza programului CFX-TASCflow. **Fig.4.3.13.** prezintă dependența erorii de modelare de debitul unitar în cele două cazuri.

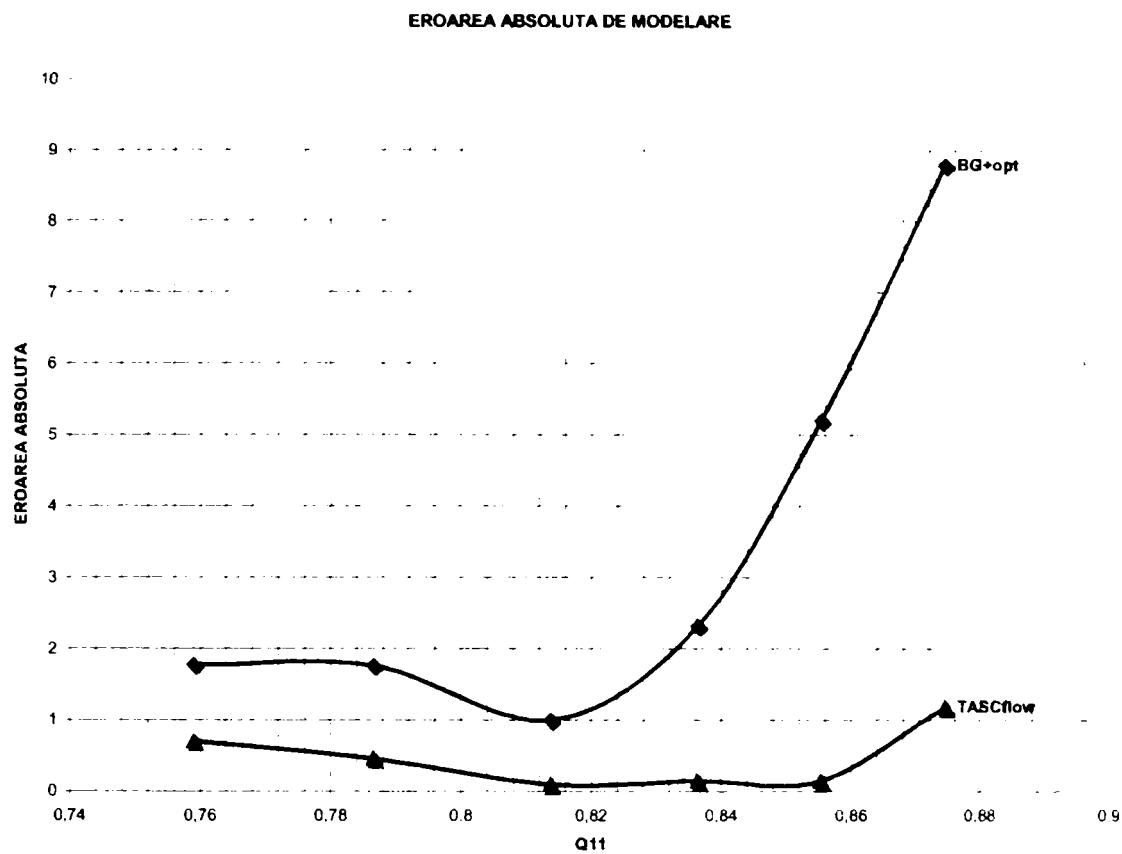
**Tabelul 4.3.12. Randamente măsurate și calculate**

Punct	n11 rot/min	Q11 m3/s	ETA STAND %	ETA BG+opt %	ETA TASCflow %
4	85,127	0,758976	76,8	78,57	77,5
6	94,181	0,786537	80,54	82,3	81
8	104,947	0,813743	83,5	84,5	83,6
10	114,995	0,836314	84,25	86,57	84,4
12	124,961	0,855287	82,95	88,16	83,1
14	134,768	0,874427	80,32	89,11	81,5



**Fig.4.3.12. Randamente măsurate și calculate cu CFX BladeGenPlus și CFX TASCflow la căderea maximă**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**



**Fig.4.3.13. Eroarea de modelare pentru CFX BladeGenPlus și CFX TASCflow la căderea maximă**

Pe baza celor sesizate s-au recalculat curbele primare utilizând CFX-TASCflow și s-au obținut valorile din **tabelul 4.3.13.**

În **fig.4.3.14**, respectiv **fig.4.3.15**, s-au reprezentat suprapus cele trei curbe primare (pentru aceeași poziție a paletelor rotorice), respectiv dependența erorii absolute de modelare de debitul unitar pentru cele trei deschideri ale aparatului director.

**Tabelul 4.3.13. Randamente măsurate și recalulate pentru trei curbe primare**

*Rotor  $\varphi = \varphi_1$  pt. deschidere aparat director  
 $a_0 = 27$  [mm]*

Nr.crt.	n11 [rpm]	Q11 [m3/s]	$\eta$ Stand	$\eta$ pt BG+opt	$\eta$ pt TASCflow	$\Delta\eta$ BG+OPT	$\Delta\eta$ TASCflow
1	70,223	0,710704	69,7783	75,8955	72,8675	6,1172	3,0892
2	79,987	0,743789	74,5718	79,4418	76,9682	4,87	2,3964
3	90,013	0,773075	78,6862	82,1738	80,7534	3,4876	2,0672
4	100,06	0,801677	82,4736	84,4972	83,5736	2,0236	1,1
5	109,88	0,82615	84,1842	86,375	84,3578	2,1908	0,1736
6	119,85	0,845531	83,8215	87,9171	84,1645	4,0956	0,343
7	129,87	0,864471	81,9342	88,8356	82,3597	6,9014	0,4255
8	139,86	0,88396	78,839	88,9983	79,7536	10,1593	0,9146
9	149,63	0,905315	75,6353	88,4991	77,2317	12,8638	1,5964
10	159,63	0,930407	71,9617	87,1253	73,7888	15,1636	1,8271



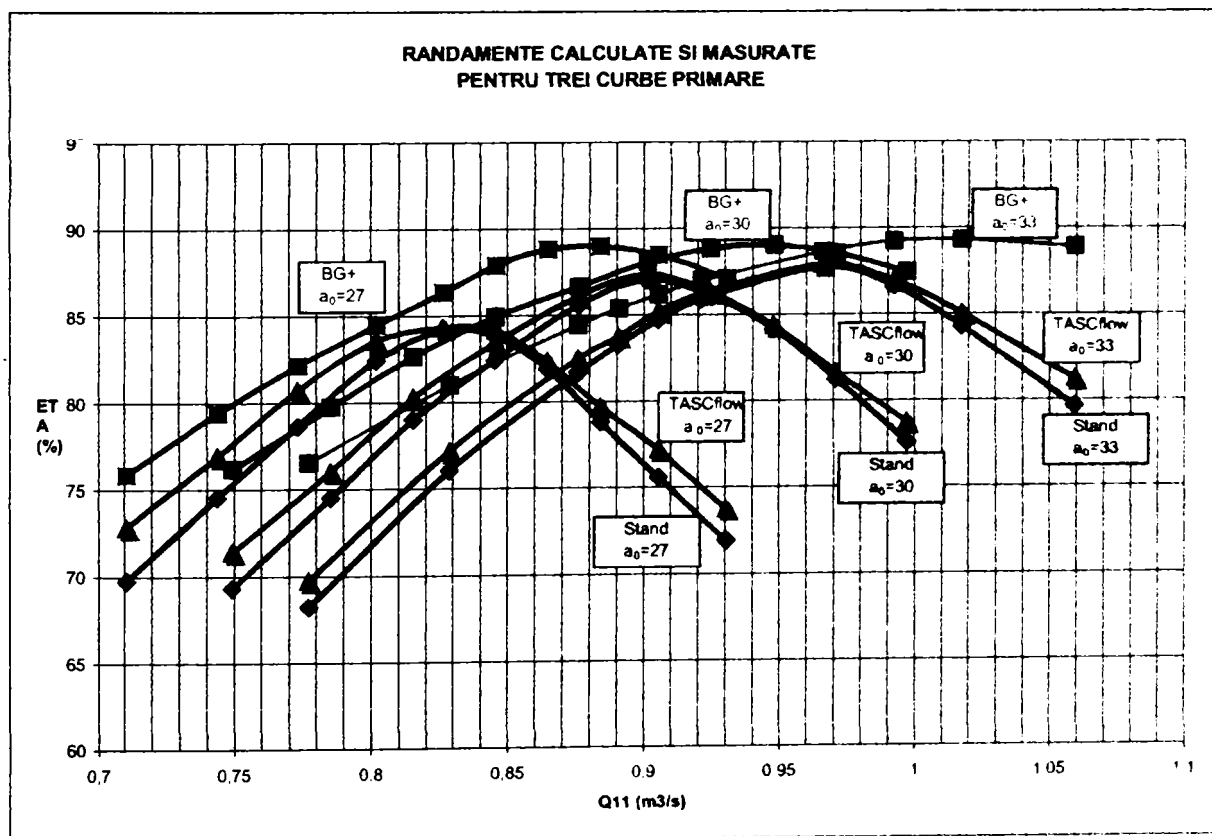
**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

*Rotor  $\varphi=\varphi_1$  pt. deschidere aparat director  $a_0=30$ [mm]*

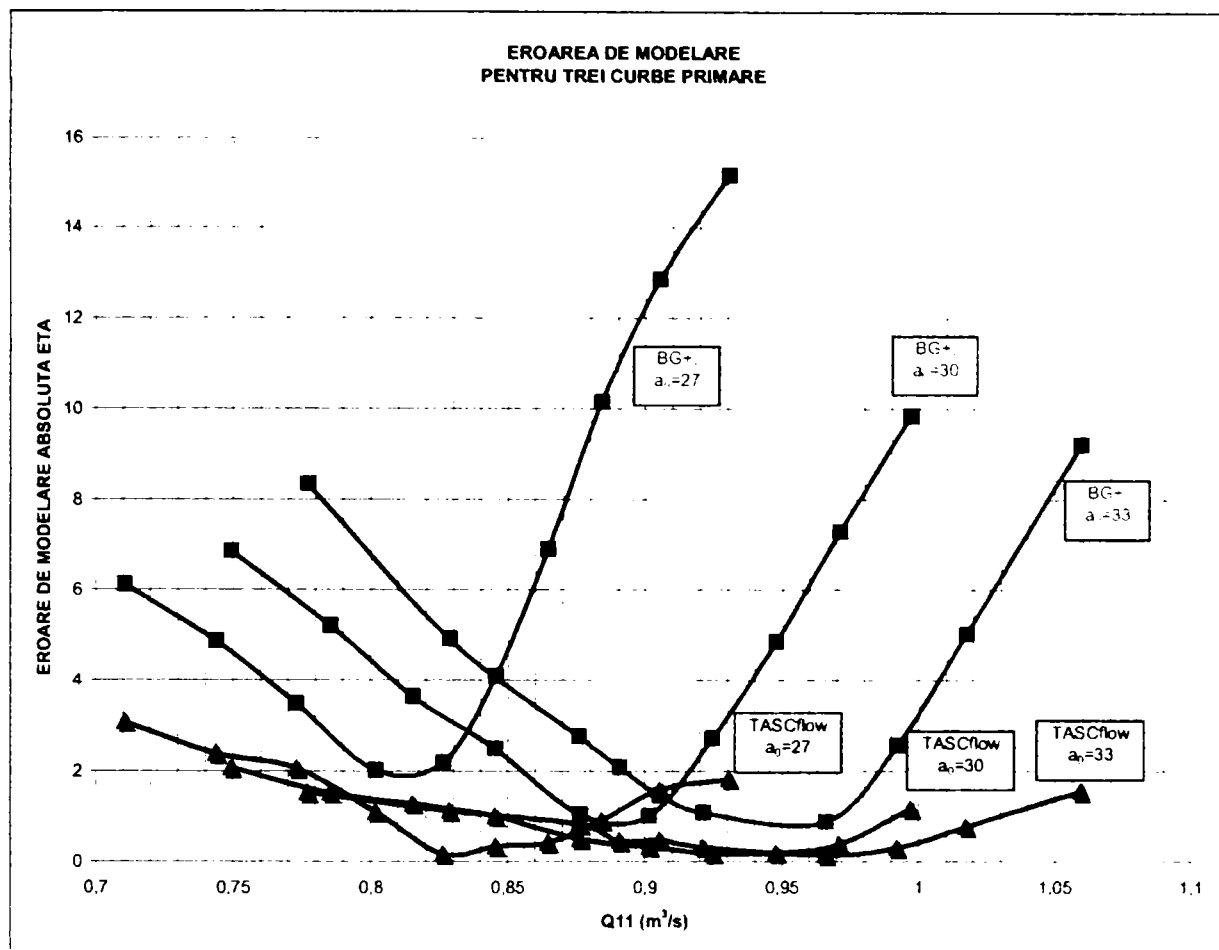
Nr.crt.	$n_{11}$ [rp m]	$Q_{11}$ [m <sup>3</sup> /s]	$\eta$ Stand	$\eta$ pt BG+opt	$\eta$ pt TASCflow	$\Delta\eta$ BG+OPT	$\Delta\eta$ TASCflow
1	70,146	0,749275	69,3565	76,209	71,4346	6,8525	2,0781
2	79,975	0,785203	74,5582	79,7731	76,0784	5,2149	1,5202
3	89,994	0,815176	79,0327	82,6775	80,3182	3,6448	1,2855
4	100,01	0,845318	82,4492	84,9468	83,4578	2,4976	1,0086
5	109,79	0,87599	85,6283	86,6805	86,1347	1,0522	0,5064
6	119,78	0,901337	87,0566	88,0688	87,3874	1,0122	0,3308
7	129,82	0,924468	86,1268	88,8586	86,3156	2,7318	0,1888
8	139,76	0,947757	84,1863	89,0418	84,3856	4,8555	0,1993
9	149,61	0,970959	81,267	88,5607	81,6572	7,2937	0,3902
10	159,63	0,996854	77,6043	87,4655	78,7801	9,8612	1,1758

*Rotor  $\varphi=\varphi_1$  pt. deschidere aparat director  $a_0=33$ [mm]*

Nr.crt.	$n_{11}$ [rp m]	$Q_{11}$ [m <sup>3</sup> /s]	$\eta$ Stand	$\eta$ pt BG+opt	$\eta$ pt TASCflow	$\Delta\eta$ BG+OPT	$\Delta\eta$ TASCflow
1	70,083	0,777071	68,2543	76,5963	69,7834	8,342	1,5291
2	84,982	0,828585	76,1076	81,0231	77,2348	4,9155	1,1272
3	99,85	0,875718	81,7038	84,4688	82,5371	2,765	0,8333
4	104,76	0,89061	83,3138	85,3993	83,7724	2,0855	0,4586
5	109,64	0,90524	84,7377	86,203	85,2176	1,4653	0,4799
6	114,75	0,921095	85,9241	87,0118	86,2484	1,0877	0,3243
7	129,62	0,965874	87,7604	88,6419	87,9136	0,8815	0,1532
8	139,63	0,991996	86,6679	89,2337	86,9813	2,5658	0,3134
9	149,44	1,017285	84,2981	89,3248	85,0752	5,0267	0,7771
10	164,3	1,059167	79,6784	88,8983	81,2421	9,2199	1,5637



**Fig.4.3.14. Curbe primare măsurate și recalulate cu CFX BladeGenPlus și CFX TASCflow**



**Fig.4.3.15. Eroarea de modelare pentru CFX BladeGenPlus și CFX TASCflow aferentă celor trei căderi**

Se poate remarca faptul că eroarea de modelare absolută în cazul utilizării programului de analiză detaliată CFX-TASCflow scade mult, valoarea maximă fiind de 3% (comparativ cu aproape 16% pentru CFX BladeGenPlus).

Se manifestă și în acest caz o tendință de supraevaluare a performanțelor energetice, mai ales în domeniul debitelor mici, dar mult mai puțin accentuată decât pentru programul de analiză rapidă CFX-BladeGenPlus. În ambele cazuri curbele de eroare prezintă o variație parabolică, având minimumul în zona optimului. **Tabelul 4.3.14** prezintă ecuațiile erorii de modelare ( $y$ - eroarea,  $x$ - debitul unitar) și abaterea medie pătratică:

**Tabelul 4.3.14. Ecuațiile erorilor absolute de modelare**

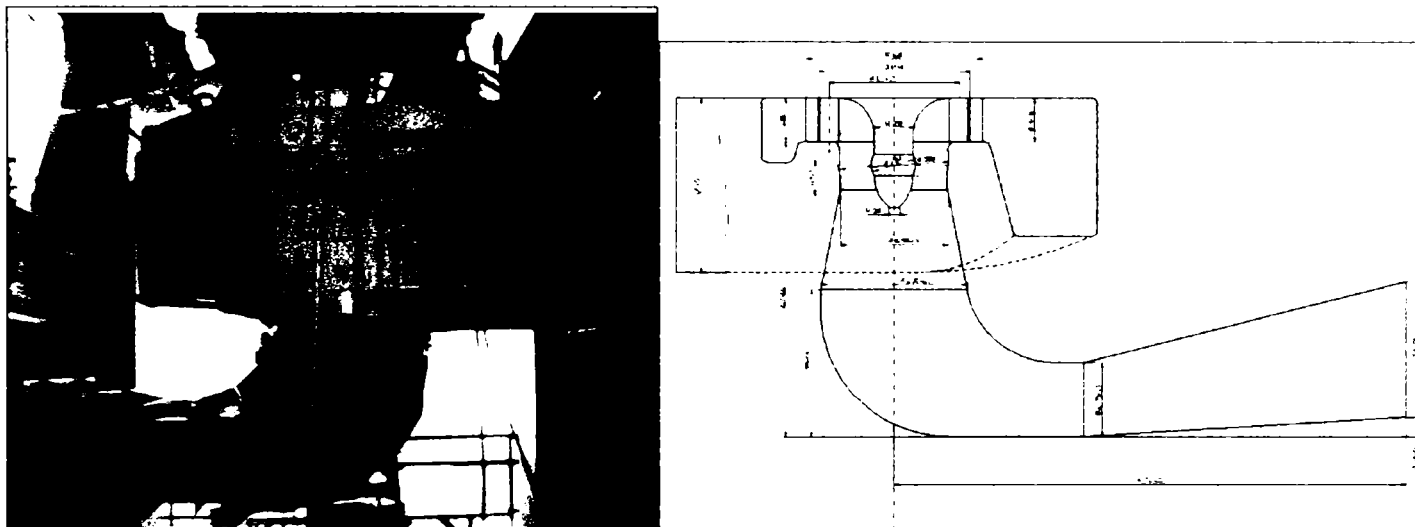
	Ecuația erorii de modelare cu CFX BG+	Ecuația erorii de modelare cu CFX- TASCflow	Abaterea medie pătratică	
			BG+	TASCflow
$a_0=27\text{mm}$	$y = 676,71x^2 - 1066,7x + 422,94$	$y = 161,12x^2 - 271,73x + 115,2$	$R^2 = 0,9521$	$R^2 = 0,863$
$a_0=30\text{ mm}$	$y = 467,86x^2 - 809,35x + 351,57$	$y = 66,867x^2 - 122,6x + 56,576$	$R^2 = 0,9329$	$R^2 = 0,8842$
$a_0=33\text{ mm}$	$y = 379,63x^2 - 698,5x + 322,56$	$y = 59,101x^2 - 109,99x + 51,526$	$R^2 = 0,9525$	$R^2 = 0,8388$

Suplimentar față de aceste aspecte, dar foarte important pentru evaluarea unor modele noi cu circuitul hidraulic diferit față de cel al modelelor cunoscute, este faptul că programul de analiză CFX-TASCflow, ținând cont de influența componentelor nepaletate (cameră spirală, tub de aspirație) nu prezintă tendința de "mutare" înspre debite unitare mai mari a optimului pentru o curbă primară dată.

Modelarea celor 30 de puncte s-a realizat pentru o rețea de elemente finite de peste 1.000.000 de noduri, timpul de rulare fiind de 6-7 ore pentru un punct. S-a utilizat interfața "rotor înghețat" și modelul de turbulență k-ε.

#### 4.4. Sinteză și concluzii

Capitolul 4 al prezentei lucrări se referă la **VALIDAREA REZULTATELOR OBTINUTE PRIN CALCUL PE BAZA DATELOR EXPERIMENTALE**. Cum s-a precizat și în primul capitol al tezei, rezultatele obținute pe baza tehnicilor informatice de modelare numerică sunt afectate de erori. De aceea implementarea lor în activitatea curentă implică automat o validare a rezultatelor obținute prin calcul prin comparație cu rezultate experimentale. Având în vedere faptul că modelul de turbină Kaplan tratat în această teză este un model de garanție (**fig.4.4.1**) încercat recent în ștandul în circuit închis al Laboratorului de Mașini Hidraulice a S.C. U.C.M. Reșița S.A., s-a putut realiza o calibrare a tehnicilor de modelare pe baza unor rezultate experimentale recente.



**Fig.4.4.1. Modelul Kaplan în ștandul de garanție**

În cadrul primului subcapitol s-au prezentat rezultatele experimentale care au constituit date de intrare pentru tehnica de modelare. Modelarea numerică s-a realizat folosind programul de analiză rapidă CFXBladeGenPlus pentru trei unghiuri ale paletelor rotorice și rezultatele au dus la trasarea curbelor primare calculate (curbe primare virtuale). Prelucrând aceste curbe s-a trasat diagrama universală virtuală a modelului.

Subcapitolul 4.2 a definit relațiile de calcul ale erorii absolute și relative de modelare sub forma:

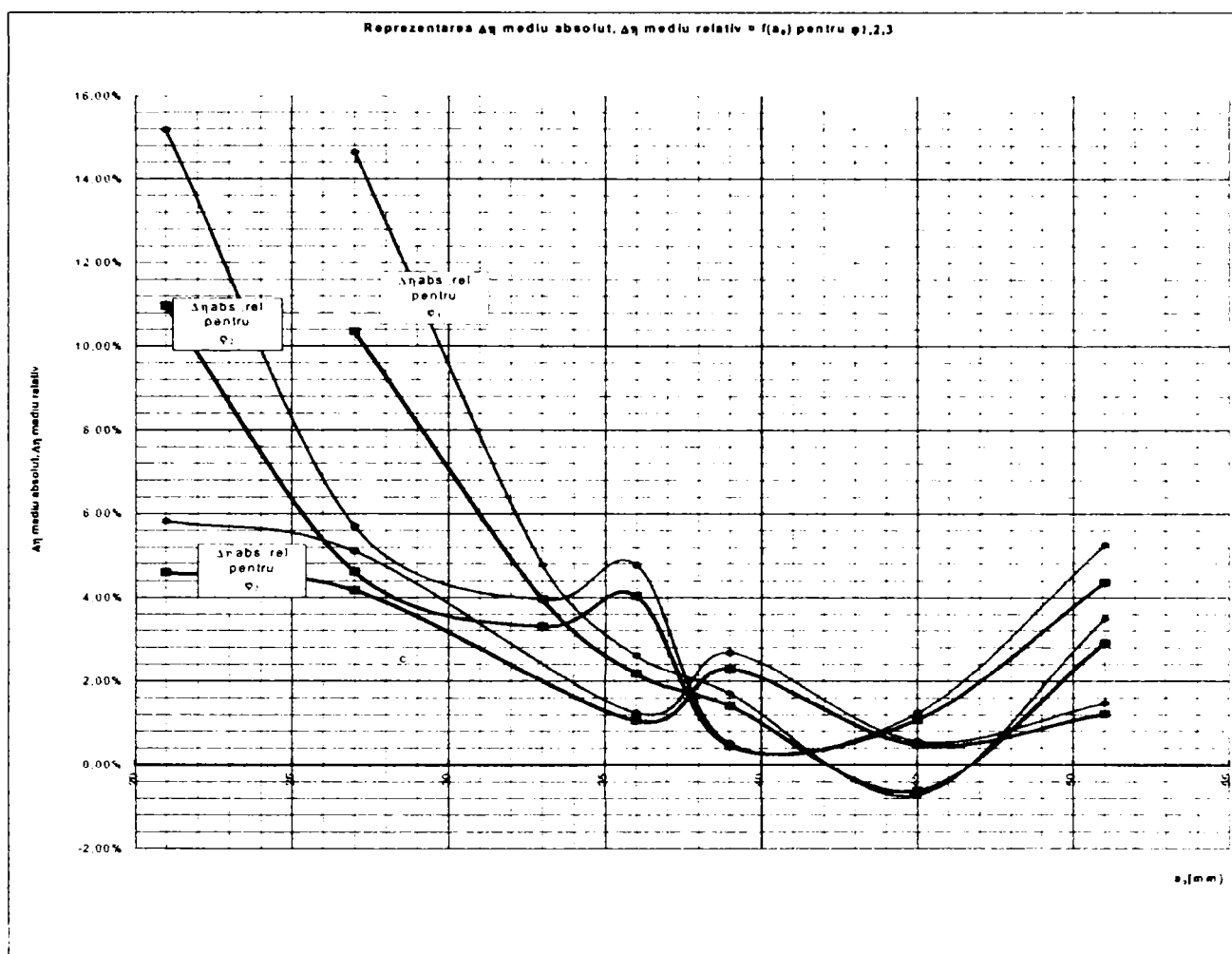
$$\Delta\eta_{\text{absolut}} = \eta_{\text{modelare}} - \eta_{\text{stand}}$$

și

$$\Delta\eta_{\text{relativ}} = \frac{\eta_{\text{modelare}} - \eta_{\text{stand}}}{\eta_{\text{stand}}}$$

S-a considerat că rezultatele experimentale constituie valori de referință, la care s-au raportat rezultatele calculate. Trebuie subliniat faptul că literatura de specialitate definește uzual erorile de modelare relativ la diferiți parametri ai tehnicii de simulare hidrodinamice utilizate (criteriul de convergență, reziduul, finețea rețelei de elemente finite, etc.), dar nu exprimă cantitativ eroarea de modelare având ca valori de referință datele obținute experimental. Deși în multe lucrări de specialitate este uzuală suprapunerea unor curbe reprezentând variația a diverși parametri obținuți prin calcul și experimental, se evită exprimarea cantitativă. **Modul de definire al erorii de modelare utilizat în prezenta teză a fost generat de considerente de aplicabilitate practică și constituie o contribuție personală a autorului.**

Erorile de modelare au fost reprezentate în funcție de deschiderea aparatului director pentru fiecare dintre cele trei poziții ale paletelor rotorice. S-a considerat că această mărime funcțională a modelului constituie un criteriu semnificativ pentru cazul analizat, datorită faptului că generează variația debitului, încercările experimentale efectuându-se la cădere constantă. **Selecția deschiderii aparatului director ca și criteriu de apreciere a evoluției erorii reprezintă un mod original și constituie de asemenea o contribuție personală a autorului.**



**Fig.4.4.2. Dependenta erorilor de modelare de deschiderea aparatului director**

S-au reprezentat apoi suprapunerea înfășurătorilor curbelor primare, porțiuni de caracteristici elicoidale și diagrama universală experimentală și virtuală pentru domeniul de funcționare luat în considerare.

Din analiza efectuată a rezultat faptul că precizia de modelare este foarte bună în regimurile apropiate de optim, dar tehnica de simulare hidrodinamică utilizată are o puternică tendință de supraevaluare a performanțelor energetice ale modelului pentru domeniul încărcărilor parțiale mici. S-a pus astfel problema creșterii preciziei de modelare (reducerea erorilor)

**Subcapitolul 4.3.** prezintă unele posibilități de corecție a erorilor de modelare. Se tratează următoarele metode:

- optimizarea rețelelor de elemente finite
- metoda "rugozității virtuale"
- utilizarea programului de analiză detaliată CFX-TASCflow.

Imprecizia rezultatelor obținute prin modelare cu tehnica CFX-BladeGenPlus este cauzată de:

- efectuarea calculelor doar pentru componentele paletate (stator, aparat director, rotor) și deci neglijarea influenței elementelor nepaletate;
- imposibilitatea evidențierii influențelor aval-amonte între diferitele grupe constitutive ale circuitului hidraulic;
- diferențele existente între modelul virtual și modelul fizic, real.

Creșterea preciziei urmărește înlăturarea efectelor generate de cauzele menționate mai sus. Dacă primele două cauze nu pot fi complet înlăturate prin programul de analiză CFX-BladeGenPlus, diferențele între modelul "ideal" și cel fizic pot fi simulate prin metoda rugozității virtuale.

Optimizarea rețelelor de elemente finite s-a realizat în două moduri:

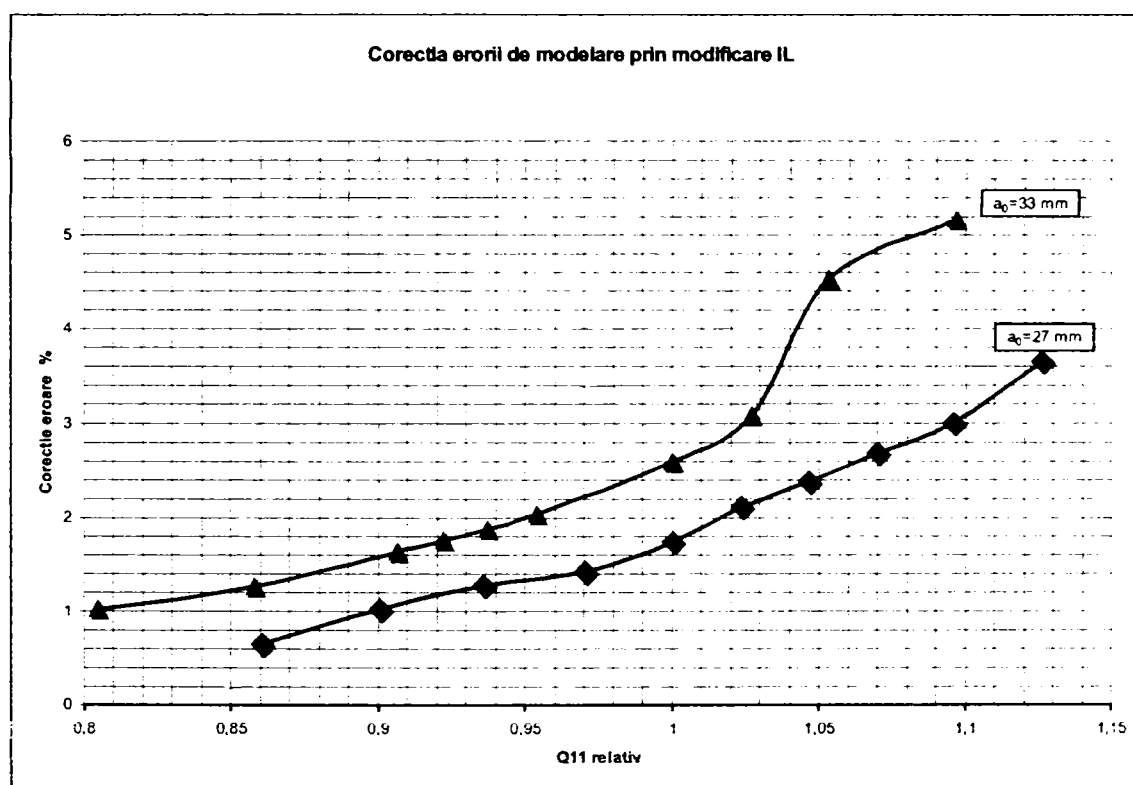
- prin creșterea fineței rețelei, adoptând un factor de rafinare mai mare
- prin optimizarea numărului de straturi rețele O adiacente suprafeței paletei (factorul IL) în vederea evidențierii influenței stratului limită.

## Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice

Pentru ambele cazuri s-a studiat atât durata de calcul cât și corecția maximă posibilă. S-a constatat faptul că rețelele grosiere de elemente finite duc la supraevaluarea masivă a performanțelor energetice, dar pentru un factor de rafinare mai mare sau egal cu 3, precizia de modelare nu mai crește, deși durata de calcul devine tot mai mare. Durata de calcul variază liniar cu numărul de noduri, iar numărul de noduri variază aproximativ pătratic cu factorul de rafinare. Practic, un factor de rafinare de 3 ducând la 60.000... 100.000 de noduri pentru o componentă paletată realizează o precizie satisfăcătoare, fără a genera durate de calcul excesive.

Factorul IL permite o creștere mai pronunțată a preciziei de modelare, deci o corecție mai importantă a erorilor decât rafinarea rețelei. În plus, păstrând factorul de rafinare constant, creșterea factorului IL duce la o creștere liniară a numărului de noduri, deci durata de calcul va crește mult mai puțin. Creșterea acurateții de modelare este mai pronunțată pentru regimuri mai apropiate de optim.

**Figura 4.4.3** prezintă suprapunerea corecțiilor prin creșterea factorilor IL pentru două deschideri ale aparatului director la aceeași poziție a paletelor rotorice.



**Figura 4.4.3. Corecția erorii de modelare prin creșterea factorului IL**

Trebuie subliniat faptul că pentru regimuri apropiate de cel optim, un număr excesiv de rețele de tip O determină subevaluarea randamentului. Din analizele efectuate se ajunge la concluzia că optimizarea rețelelor de elemente finite înseamnă adoptarea factorului de rafinare la nivelul 3...4, iar a factorului IL la valorile 3...5 în zona optimului și 7 ... 10 în zonele îndepărtate de optim. Se obțin astfel corecții de peste 5% a erorilor mari de modelare, dar precizia de modelare încă nu este satisfăcătoare.

Metoda rugozității virtuale se bazează pe faptul că modelul fizic diferă de modelul virtual, idealizat. Rugozitatea frontierelor solide în lungul cărora are loc curgerea este un parametru care poate fi setat la stabilirea condițiilor de exploatare, așa cum s-a precizat în cadrul **subcapitolului 3.3**. S-a definit rugozitatea "virtuală" drept raportul între rugozitatea înscrisă în desenele aferente proiectului de execuție și rugozitatea adoptată pentru modelare. Considerând mai multe valori pentru rugozitatea virtuală și efectuând rulările corespunzătoare pentru unele curbe primare s-a constatat că precizia de modelare crește cu creșterea rugozității virtuale. O rugozitate prea mare în zona optimului duce la subevaluarea performanțelor energetice.

Rezultatele indică obținerea de corecții relativ modeste pentru valori tehnic acceptabile. Acest fapt demonstrează că **nu frecarea cu frontierele solide este fenomenul determinant în bilanțul pierderilor energetice.**

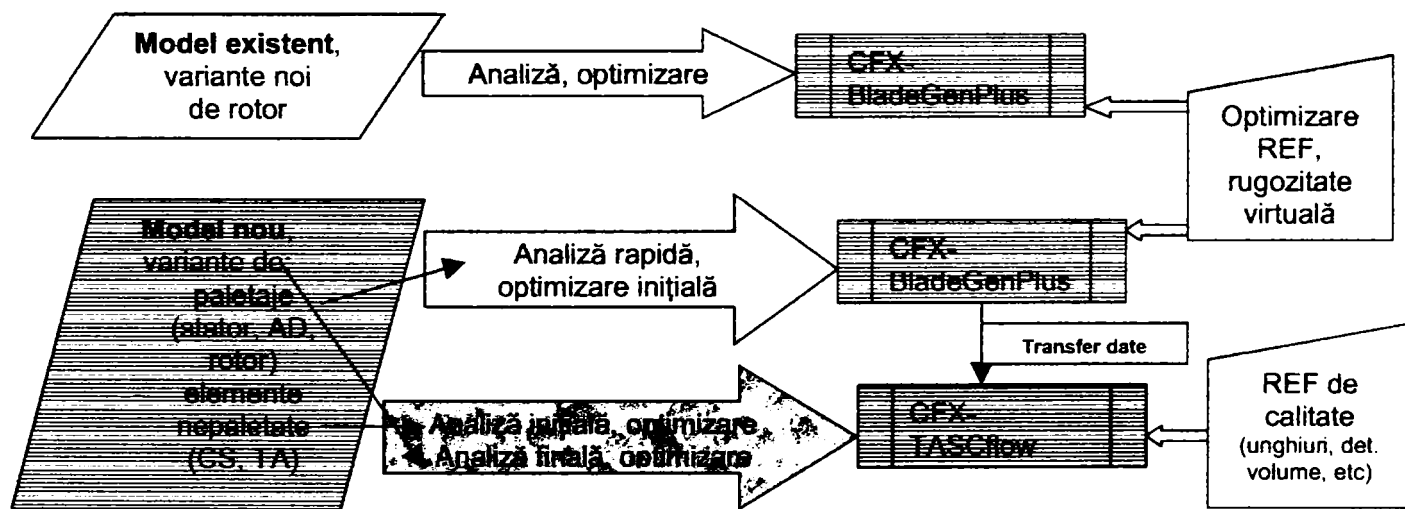
Imposibilitatea programului CFX-BladeGenPlus de a analiza elementele nepaletate și de a ține cont de interinfluențele aval-amonte poate fi corectată prin utilizarea programului de analiză detaliată CFX-TASCflow mai ales în domeniile diferite de optim.

Efectuând recalcularea unor curbe primare pentru o deschidere constantă a rotorului și trei deschideri ale aparatului director se constată următoarele:

- Precizia modelării este foarte bună. Eroarea de modelare, comparată de această dată cu eroarea dată de rulări efectuate în CFX-BladeGenPlus după optimizarea rețelelor de profile prin rafinare și introducerea numărului optim de straturi prismatice, respectiv introducerea unei rugozități virtuale tehnic acceptabile, scade sub 3% pentru încărcări parțiale mici (30-50% din nominal).
- Se anihilează tendința de translatare a randamentului optim înspre debite unitare mai mari, sesizabil pentru CFX-Blade GenPlus chiar și după aplicarea celorlalte două metode de creștere a preciziei.
- Duratele de calcul sunt incomparabil mai ridicate (de 10-30 de ori pentru un punct).

Prin prisma analizelor efectuate, se pot deduce următoarele (**fig.4.4.4**):

- Analiza comparativă și optimizarea unor variante noi de rotor funcționând în același circuit hidraulic calibrat pe baza unor rezultate experimentale obținute cu un rotor existent este posibilă utilizând după optimizarea rețelelor de elemente finite programul CFX- BladeGenPlus. Rezultatele oferite de acest program sunt folosite apoi ca soluție inițială pentru programul CFX-TASCflow, reducând substanțial numărul de iterații și implicit timpul de rulare și îmbunătățind precizia.
- Analiza și optimizarea unui model complet nou impune utilizarea pe întregul domeniu de funcționare a pachetului de programe CFX-TASCflow.



**Fig.4.4.4. Principiul de aplicare a tehnicilor de modelare pentru analiză și optimizare**

Desigur, pot fi imaginate și variante ale principiului de aplicare schițat mai sus, dar experiența acumulată în decursul implementării celor două tehnici de modelare sugerează modul de lucru sugerat în **fig.4.4.4** pentru a se obține informații corecte nu doar din punct de vedere calitativ, ci și cantitativ.

**Abordarea cantitativă a problemelor validării tehnicilor informatice de modelare numerică și a reducerii erorilor de modelare reprezintă o preocupare continuă și o contribuție personală a autorului tezei.**

**CAP.5. OPTIMIZAREA VIRTUALĂ**

**5.1. Metoda proiectării în timp real**

Metodica de proiectare în timp real este din ce în ce mai des folosită în practica uzuală datorită avantajelor pe care le prezintă. Indiferent dacă este vorba de la realizarea unui model nou pornind de la un model existent sau de la datele amenajării, optimizarea virtuală permite determinarea variantei / variantelor optime încă din faza de concepție.

Proiectarea unui model nou pornind de la un model existent se realizează de obicei din următoarele motive principale:

- A. Modelul necesar proiectării unei turbine industriale nu asigură nivelul de performanțe solicitat de beneficiar.
- B. Turbina hidraulică industrială care urmează a se proiecta are circuitul hidraulic modificat față de cel al modelului de referință.

Reproiectarea modelului existent în ambele cazuri se realizează după diagrama flux din **fig.5.1.1.**

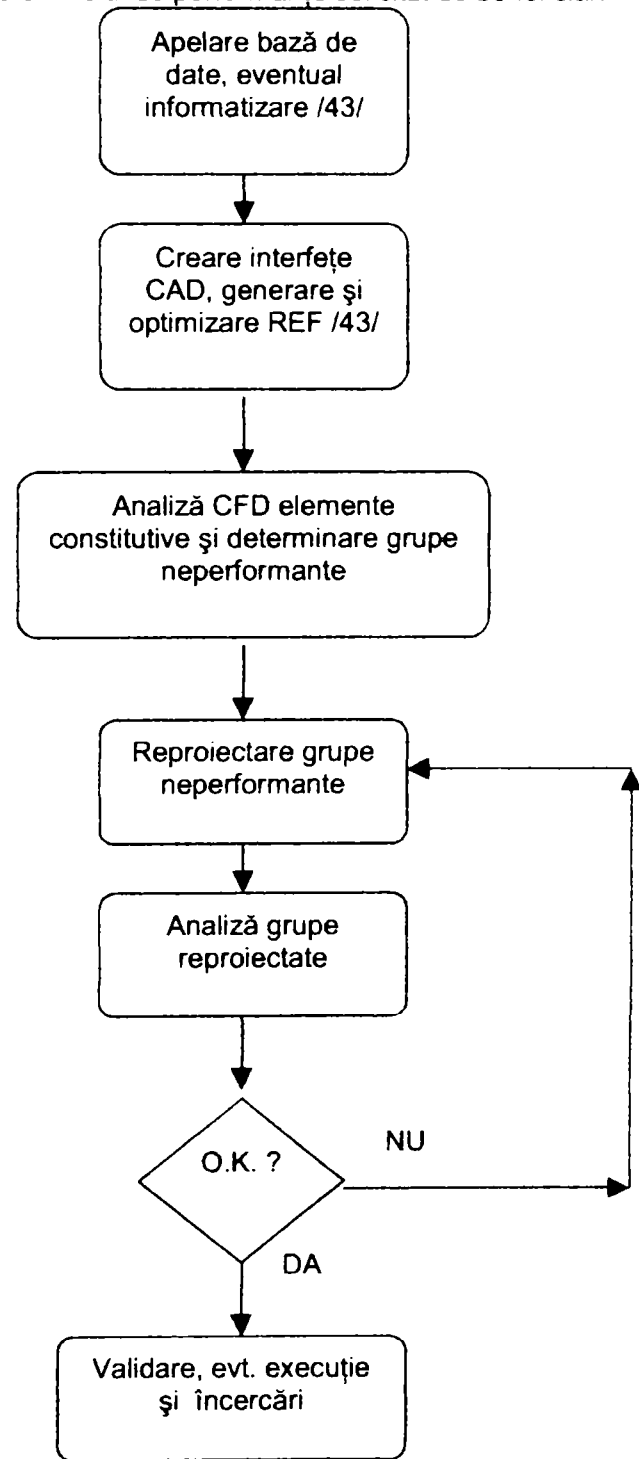
**Pentru proiectarea, respectiv reproiectarea unui model există la dispoziție /43/ următoarele programe de calcul:**

1. Program de calcul pentru camera spirală poligonală, respectiv camera spirală cu secțiuni cilindrice, având ca date de intrare cele de mai jos:

```

*****
'PROGRAM DE CALCUL CAMERA SPIRALA CU SECȚIUNI
POLIGONALE
*****
'DATE DE INTRARE

*****
QC= : 'Debit de calcul turbina [m3/s]
HC= : 'Cadere de calcul [m]
PM= : 'Unghi maxim de înfășurare al CS [gr]
B0= : 'Înălțime stator [m]
DA= : 'Diametru de intrare in stator [m]
DB= : 'Diametru de ieșire din stator [m]
DP= : 'Pas unghiular secțiuni CS [gr] ; divizor al unghiului PM
_T= : 'Unghi superior secțiun. transversala [o.]
GM= : 'Unghi inferior secțiune transversala [gr]
BB= : 'Raport adimensional B1/B2
BA= : 'Raport adimensional B/A
CRM= : 'Constanta de rotunjire mărimi ( 0 - fără rotunjire )
B9= : 'Înălțime totala sect. de intrare [mm] (0- se calculează
in program)
R9= : 'Raza ext. R1 sect. de intrare [mm] (0- se calculează in
program)
VITEZA=0 : 'Viteza in secțiunea de intrare ( 0 - se
..... n p.og. .... )
'Obs.: VITEZA Se dă numai daca si B9 si R9 sunt 0
INDVB= : 'Indicator de variație a lui B1 si B2 (0-liniar/1-
parabolic)
*****
    
```



**Fig.5.1.1. Diagrama de proiectare model**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

```
*****
' PROGRAM DE CALCUL CAMERA SPIRALA CU SECȚIUNI CIRCULARE
*****
'DATE DE INTRARE
*****
QC= : ' Debit de calcul [m3/s]
FIMAXG=360 : ' Unghi înfășurare spirala Flmax [gr]
RE= : ' Raza intrare stator [m]
BE= : ' Înălțime stator intrare [m]
RS= : ' Raza ieșire stator [m]
BS=: ' Înălțime stator ieșire [m]
PAS=: ' Pas unghiular între 2 secțiuni [gr]
GAMAG= : ' Unghi deschidere stator [gr]
LL= : ' Coeficient de frecare lambda [-]
H= : ' Cadere de calcul [m]
*****
```

## 2. Program de calcul pentru aparatul director

```
*****
' PROGRAM DE CALCUL PALETE APARATE DIRECTOARE RADIALE
*****
'DATE DE INTRARE
*****
DZERO= : 'Diametru caracteristic AD [mm]
BZERO= : ' Înălțime aparat director in [mm]
Z0= : 'Număr palete aparat director
Q0T= : 'Debit de calcul [m3/s]
ALFAST= : 'Unghi CS la ieșire din stator [gr]
GAMAE= : 'Circulația la ieșire din AD - GAMA E [m2/s]
TPL= : ' Pas relativ t/L
'Mărimi caracteristice rețelei rectilinii echivalente
ALFINF= : 'Unghi ALFA INFINIT pentru rețea rectilinie [gr]
DPL= : 'Grosime maxima profil d/L in RR
XDR= : 'Poziție grosime maxima in RR - Xd
XFR= : 'Poziție săgeata maxima in RR Xf r
EPS= : ' Îngroșare profil la BF pt. RR - EPS r
*****
```

## 3. Program de calcul pentru rotor

```
*****
'PROGRAM DE CALCUL PALETE ROTOARE AXIALE
*****
'DATE DE INTRARE
*****
VARPRO=1
PROANA=1
VARAX=0
'-----
' VARPRO=1 Se dă : Xfr,dpl,Xdr,EPS
' VARPRO=2 Se dă : NRPUNCTE ordonate echidistante
' VARPRO=3 Se dă : NRPUNCTE coordonate X,Y
' PROANA=1 Proiectare ; Se dă ALFINF si Kr
' PROANA=2 Analiza ; Se dă LAMBDA
' VARAX=1 Poziția ax rotatate se dă pentru toate secțiunile
' VARAX=0 Muchie de ieșire dreapta
'-----
' OBS : Varianta VARPRO=1 si PROANA=2 sunt incompatibile
```



**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

```

NS= : ' Număr secțiuni calcul
N11= : ' [rot/min]
Q11= : ' [m3/s]
H= : ' [m]
D= : ' [mm]
NIU= : ' [-]
DQ= : ' [%]
DN= : ' [%]
Z= : ' [buc]
A0R=
NRPUNCTE=0
TIPROT$="ROTOR UCMR"
TIPTURB$="VERTICAL"
DATA : ' r(i) [mm]
DATA : ' t/l
DATA : ' eta [-]
DATA : ' Secțiune / poziție ax rotație [%]
DATA : ' alfa inf [gr]
DATA : ' Coeficient Kr
DATA : ' Poziție săgeata Xf
DATA : ' d/l
DATA : ' Poziție grosime Xd
DATA : ' Coeficient bord fuga EPS

```

#### 4. Program de calcul tub de aspirație

```

*****
' PROGRAM DE CALCUL TUB DE ASPIRAȚIE
*****
' DATE DE INTRARE
*****
QCTA= : ' Debit de calcul [m3/s]
D1= : ' Diametrul conului la intrare D1 [mm]
D2= : ' Diametrul conului la ieșire D2 [mm]
H1= : ' Înălțimea conului H1 [mm]
H2= : ' Înălțimea cotului H2 [mm]
H3= : ' Înălțimea cotului la ieșire H3 [mm]
L3= : ' Distanța axă - secțiune ieșire cot L3 [mm]
B3= : ' Lățime difuzor B3 [mm]
L4= : ' Distanța axa - secțiune ieșire difuzor L4 [mm]
H4= : ' Înălțime difuzor la ieșire H4 [mm]
C4= : ' Cota între baza difuzor și orizontala la ieșire C4 [mm]
LR= : ' Lungime tronson cu raza variabilă LR [mm]
R3= : ' Raza racordare difuzor R3 [mm]
ALFA= : ' Pas unghiular cot ALFA [gr]
NCON= : ' Număr intervale divizare con
N2= : ' Număr intervale divizare lungime L2
N3= : ' Număr intervale divizare tronson difuzor cu raza variabilă LR-L2
N4= : ' Număr intervale divizare tronson difuzor cu raza constantă L4-L3+L2-LR
OMEGA= : ' Coeficient de contracție
PILA= : ' Confirmare calcul pila 1/0
YMP= : ' Semilățime pila Ym [mm]
X0P= : ' Distanța axa - început pila X0 [mm]
LP4= : ' Lungime tronson pila cu secțiune variabilă l/4 [mm]
RPILA= : ' Raza racordare pila-difuzor RP [mm] '
*****

```

Prin utilizarea acestor programe se pot determina în timp scurt variante. Acestea se transformă în fișiere CAD, se creează interfețele specifice și prin analiza pe baza tehnicii de modelare se poate selecta varianta dorită.

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

În cazul în care concepția modelului se realizează pornind de la datele amenajării se impune prezentarea unor considerații privind modul de proiectare al turbinelor.

Proiectarea turbinelor are la bază rezultatele studiilor hidroenergetice asupra viitoarei centrale, care determină numărul de unități, precum și datele specifice ale amenajării:

- căderile maximă, minimă și de calcul ( $H_{max}$ ,  $H_{min}$ ,  $c$ )
- debitele aferente căderilor
- puterea maximă  $P_{max}$ , puterea de calcul  $P_n$  și puterea minimă  $P_{min}$
- cotele nivelelor amonte și aval.

Pe baza acestor date se determină turația critică limită a turbinei stabilită pe considerente de cavitație:

$$n_{scrkW} = \frac{20000}{H + 20} + 50 \quad (5.1.1)$$

iar turația turbinei rezultă din:

$$n = n_{scrkW} \frac{H^{5/4}}{P_{kW}^{1/2}} \quad (5.1.2)$$

Turația obținută se rotunjește la o turație de sincronism.

Diametrul turbinei rezultă din:

$$D = \sqrt{\frac{P}{9,81 \cdot Q \cdot \eta_{max} (H_c)^{3/2}}} \quad (5.1.3)$$

Dimensiunile principale se calculează în funcție de diametrul rotorului și în funcție de metoda de calcul adoptată. Uzual, toate dimensiunile circuitului hidraulic se exprimă în funcție de diametrul rotorului.

**Dimensiunile principale ale unei turbine sunt:**

- |   |                |
|---|----------------|
| - diametrul rotorului                                   | $D_1$          |
| - secțiunea de intrare în camera spirală                | $D_{isp}$      |
| - diametrul de dispunere a coloanelor statorice         | $D_{st}$       |
| - diametrul de așezare al paletelor aparatului director | $D_0 = D_{AD}$ |
| - înălțimea paletelor directe                           | $b_0$          |
| - diametrul butucului                                   | $d_b$          |
| - adâncimea tubului de aspirație                        | $h_{ta}$       |

**Antecalculul turbinei**

Antecalculul unei turbine se realizează în următoarele etape:

- a) **Analiza cererii de ofertă a potențialului beneficiar**, materializată uzual într-un caiet de sarcini  
De obicei, sunt furnizate următoarele date:
- căderea (nominală, maximă și minimă);
  - cotele de instalare a mașinilor;
  - debitul aferent acestor căderi;
  - puterea la bornele generatorului și / sau la cupla turbinei la căderea de calcul, maximă, respectiv minimă
  - turația
  - nivelul de randamente pentru mașina industrială la diferite căderi și încărcări și randamentul mediu ponderat
  - dimensiuni de gabarit ale centralei hidroelectrice care urmează a fi echipată
- b) **Seleția modelului din patrimoniul de modele** pe baza analizei datelor de la punctul a) și a turației specifice în punctul de calcul

$$n_{skW} = \frac{P_{kW}^{1/2}}{H^{5/4}} n \quad (5.1.4)$$

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Pentru modelul selectat se cunosc mărimile dublu unitare  $n_{11}$  și  $Q_{11}$  în zonele de optim. Se poate determina diametrul mașinii din:

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}} \quad (5.1.5) \quad \text{sau}$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad (5.1.6.)$$

Se selectează o valoare a diametrului, care se rotunjește la o valoare normalizată. Se determină apoi dimensiunile principale ale mașinii în funcție de diametrul rotorului și se verifică încadrarea mașinii în dimensiunile de gabarit ale centralei.

**c) Verificarea realizării parametrilor energo-cavitaționali prevăzuți în caietul de sarcini**

Se determină randamentele și puterile din diagrama universală în funcție de încărcare și cădere.

Transpunerea parametrilor de la model la turbina industrială se realizează pe baza relațiilor de similitudine, utilizând corecțiile aferente factorului de scară conform codului CEI sau cele cerute prin caietul de sarcini. Se verifică și comportarea din punct de vedere cavitațional a mașinii.

**Trebuie menționat faptul că în această etapă pot interveni următoarele probleme:**

**c.1.** Circuitul hidraulic al mașinii industriale nu este în similitudine completă cu circuitul hidraulic al modelului. Dimensiunile care creează probleme sunt de obicei cele legate de aria secțiunii de intrare în camera spirală, adâncimea tubului de aspirație, lungimea tubului de aspirație, etc.

**c.2.** În patrimoniul de modele în domeniul de dimensionare există mai multe modele performante de turație specifică apropiată, dar care nu oferă parametrii energetici sau parametrii cavitaționali impuși pentru amenajarea respectivă.

**c.3.** În patrimoniul de modele nu există nici un model performant de turație specifică necesară. Acest caz apare mai ales înspre extremele domeniului pentru turații specifice reduse:  $n_s \leq 300$  (interferență cu turbinele Francis) sau :  $n_s \geq 700$  (interferență cu turbinele bulb).

În toate cazurile descrise sunt necesare analize amănunțite ale influenței devierii geometriei circuitului turbinei industriale de circuitul hidraulic al modelului selectat, respectiv se impune adaptarea modelului la cerințele beneficiarului. În cazul c.3 se impune de obicei proiectarea unui model nou, în cazul în care potențialul beneficiar rămâne la opțiunea inițială pentru turbine de tip Kaplan.

**Din punct de vedere practic, faza de antecalcul determină evoluția ulterioară a proiectării turbinei. Sunt posibile trei variante:**

**I. Transpunerea geometrică a traseului hidraulic al modelului la scara turbinei industriale.**

Dimensiunile principale ale mașinii vor fi obținute prin amplificarea dimensiunilor modelului cu factorul de scară:

$$L_\lambda = \frac{l_i}{l_m} \quad (5.1.7).$$

În acest caz, proiectarea mașinii este o problemă pur constructivă. Această variantă este însă relativ rar întâlnită.

**II. Modificarea unor elemente constitutive ale traseului în funcție de cerințele caietului de sarcini.**

Dimensiunile principale ale mașinii industriale vor fi doar parțial obținute prin amplificare cu factorul de scară. Pentru abaterile de la similitudine trebuie realizată o analiză hidrodinamică a influenței elementelor în cauză (influența creșterii vitezei de intrare în camera spirală, influența reducerii înălțimii sau lungimii tubului de aspirație, etc.). În funcție de rezultatele obținute s-ar putea să se necesite reproiectarea unor paletaje (stator, aparat director, mai rar rotor) ale modelului de referință.

**III. Proiectarea unui model nou, având dimensiunile de gabarit ale părților fixe impuse de amenajare și condițiile hidrodinamice impuse de performanțele energo-cavitaționale prescrise.**

În acest caz, problema majoră este proiectarea corectă a ansamblelor paletate (stator, aparat director, rotor), astfel încât să se realizeze corelarea corectă a condițiilor de intrare-ieșire. De asemenea trebuie verificată posibilitatea respectării principiilor de proiectare a camerei spirale și tubului de aspirație.

Deci proiectarea unui model nou se efectuează în una din următoarele CONDIȚII:

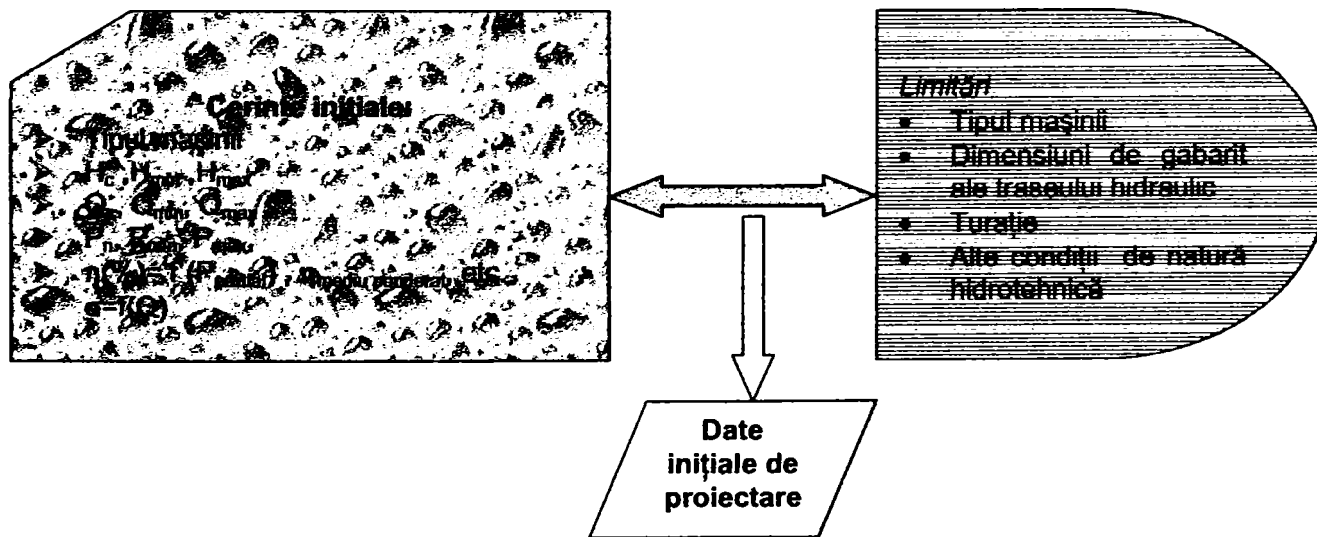
- 1) **Inexistența unui model în patrimoniu care să satisfacă datele amenajării;**
- 2) **Completarea patrimoniului de modele al producătorului pentru acoperirea întregii game de căderi și debite**
- 3) **Existența unui model de patrimoniu care satisface doar parțial datele amenajării – reproiectare elemente constitutive optimizate conform capitolului 4.1.**
- 4) **Existența unui model de patrimoniu cu performanțe necompetitive – reproiectare model sau grupe și optimizare conform capitolului 4.1.**

Trebuie remarcat faptul că doar în primele două cazuri se concep modele noi, complet diferite de cele existente în patrimoniu. De interes major este primul caz, atunci când proiectarea trebuie realizată în timp real, astfel încât să se poată oferi o turbină industrială cerută de potențialul beneficiar.

În principiu, datele amenajării furnizate sunt:

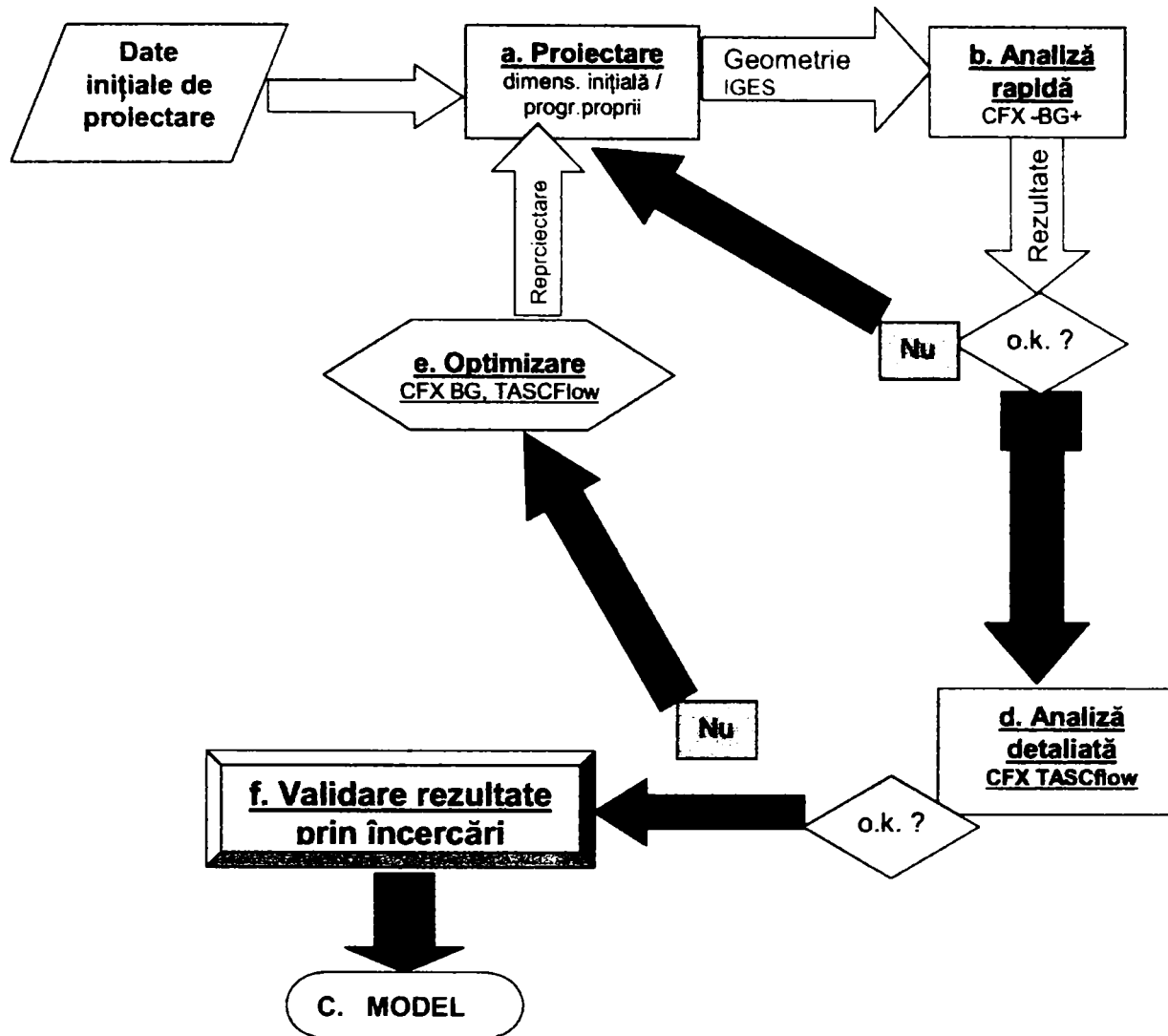
- cădere de calcul, maximă, minimă
- debite turbinate la căderile respective
- cotele de instalare față de nivelul aval (coeficientul de cavitație al amenajării)
- puterea la căderile respective, atât în regim nominal, cât și la încărcări parțiale.

Limitările impuse de caietul de sarcini uzual sunt legate de tipul de turbină și gabarite (lățimea camerei spirală, diametrul rotorului, adâncimea tubului de aspirație, lungimea difuzorului). Schematic situația uzuală este următoarea:



**Fig.5.1.1. Cerințele și limitările impuse pentru proiectarea unui model nou**

Diagrama flux a metodei de proiectare în timp real este prezentată în **fig 5.1.2.**



**Fig.5.1.2. Concepția unui model nou în timp real**

Se remarcă faptul că **fig.5.1.2.** coincide în principiu cu **fig.1.6.** În continuare se vor detalia etapele de desfășurare ale procesului cu nominalizarea programelor utilizate și informațiilor transferate de la o etapă la următoarea

#### **a. Dimensionarea inițială**

Se realizează utilizând programele de proiectare prezentate în cadrul **capitolului 4.1.** Se detaliază în cele ce urmează datele necesare pentru programele respective, marcând parametrii care uzual sunt impuși.

*Observații:*

- În funcție de cazul concret, există posibilitatea ca nu toți parametrii marcați să fie impuși, sau, dimpotrivă, să fie mai mulți parametrii obligatorii.
- Pentru fiecare grupă constitutivă a circuitului hidraulic se vor prezenta și unele criterii de analiză a performanțelor respectivului element.

**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în  
concepția turbinelor hidraulice**

## CAMERA SPIRALĂ



DATE DE INTRARE pentru camera spirală cu secțiuni poligonale

QC= Debit de calcul turbina [m<sup>3</sup>/s] -  
 HC= Cadere de calcul [m]  
 PM= Unghi maxim de înfășurare al CS [gr]  
 B0= Înălțime stator [m]  
 DA= Diametru de intrare in stator [m]  
 DB= Diametru de ieșire din stator [m]  
 DP= Pas unghiular secțiunii CS [gr] ; divizor al unghiului PM  
 DT= Unghi superior secțiune transversala [gr]  
 GM= Unghi inferior secțiune transversala [gr]  
 BB= Raport adimensional B1/B2  
 BA= Raport adimensional B/A  
 CRM= Constanta de rotunjire mărimi ( 0 - fără rotunjire )  
 B9= : ' Înălțime totala sect. de intrare [mm]  
 R9= : ' Raza ext. R1 sect. de intrare [mm]

impus  
 impus  
 impusă  
 uneori impusă

uneori impusă  
 uneori impusă

DATE DE INTRARE pentru camera spirală cu secțiuni circulare



QC= Debit de calcul [m<sup>3</sup>/s]  
 HC= Cadere de calcul [m]  
 FIMAXG= Unghi înfășurare spirala Fimax [gr]  
 RE= Raza intrare stator [m]  
 BE= Înălțime stator intrare [m]  
 RS= Raza ieșire stator [m]  
 BS= Înălțime stator ieșire [m]  
 PAS= Pas unghiular între 2 secțiuni [gr]  
 GAMAG= Unghi deschidere stator [gr]  
 LL= Coeficient de frecare lambda [-]

impus  
 impusă  
 impus  
 uneori impusă  
 uneori impusă  
 uneori impusă

**Criterii de performanță:**

- **Viteza în secțiunea de intrare:** viteză redusă duce la dimensiuni mari, dar la pierderi reduse, pierderile fiind proporționale cu pătratul vitezei. Dacă dimensiunile de gabarit și unghiul de înfășurare sunt impuse, nu se poate optimiza acest parametru.
- **Unghi de ieșire din camera spirală și racordarea cu statorul.** Un unghi inadecvat de ieșire din camera spirală poate să genereze pierderi hidraulice însemnate.
- **Distribuțiile de viteze și presiuni** - câmpul hidrodinamic să nu prezinte gradienti mari, dar camera spirală să-și satisfacă rolul funcțional de accelerare a curentului la intrarea în elementele paletate ale mașinii care se proiectează pe baza modelului;
- **Distribuția de energie cinetică turbulentă trebuie să fie cât mai uniformă.**

Se subliniază aspectul că proiectarea camerei spirale este determinată în mare măsură de constrângerile geometrice determinate de proiectul amenajării. O cameră spirală de dimensiuni apreciabile duce la costuri ridicate ale amenajării.

### TUBUL DE ASPIRAȚIE



### DATE DE INTRARE

**QC= Debit de calcul [m<sup>3</sup>/s]**

D1= Diametrul conului la intrare D1 [mm]  
rotor

D2= Diametrul conului la ieșire D2 [mm]

H1= Înălțimea conului H1 [mm]

H2= Înălțimea cotului H2 [mm]

H3= Înălțimea cotului la ieșire H3 [mm]

L3= Distanța axa - secțiune ieșire cot L3 [mm]

B3= Lățime difuzor B3 [mm]

**L4= Distanța axa - secțiune ieșire difuzor L4 [mm]**

**H4= Înălțime difuzor la ieșire H4 [mm]**

C4= Cota între baza difuzor și orizontala la ieșire C4 [mm]

LR= Lungime tronson cu raza variabilă LR [mm]

R3= Raza racordare difuzor R3 [mm]

ALFA= Pas unghiular cot ALFA [gr]

NCON= Număr intervale divizare con

N2= Număr intervale divizare lungime L2

N3= Număr intervale divizare tronson difuzor cu raza variabilă LR-L2

N4= Număr intervale divizare tronson difuzor cu raza constantă L4-L3+L2-LR

OMEGA= Coeficient de contracție

PILA= Confirmare calcul pila 1/0

YMP= Semilățime pila Ym [mm]

X0P= Distanța axa - început pila X0 [mm]

LP4= Lungime tronson pila cu secțiune variabilă l/4 [mm]

RPILA= Raza racordare pila-difuzor RP [mm]

impus  
rezultă din

uneori impusă  
uneori impusă

uneori impusă  
**impusă**  
**impusă**

existența pilei este impusă uneori

### Criterii de performanță

- Coeficientul de recuperare a energiei cinetice
- Eficiența tubului de aspirație
- Distribuția de viteze și presiuni
- Lipsa mișcărilor secundare / zonelor de stagnare sau limitarea domeniului lor de extindere.

Ca și în cazul camerei spirale, la modernizarea mașinilor existente în centrale, tubul de aspirație rămâne cel inițial, fiind un ansamblu înglobat în beton. Doar în cazuri izolate se poate realiza o "căptușire" sau introducerea unor pereți despărțitori.

Singurele opțiuni se referă la forma capsulei (mai alungită sau mai rotundă), dar și pentru acest element trebuie satisfăcute condițiile de gabarit ale generatorului și lungimea admisibilă a centralei hidroelectrice.

### APARATUL DIRECTOR

### DATE DE INTRARE

DO= Diametru caracteristic AD [mm]

BO= Înălțime aparat director in [mm]

Z0= Număr palete aparat director

**Q= Debit de calcul [m<sup>3</sup>/s]**

ALFAST= Unghi CS la ieșire din stator [gr]

impus  
rezultat

**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

GAMAE= Circulația la ieșire din AD - GAMA E [m<sup>2</sup>/s]

TPL= Pas relativ t/L

'Mărimi caracteristice rețelei rectilinii echivalente

ALFINF= Unghi ALFA INFINIT pentru rețea rectilinie [gr]

DPL= Grosime maxima profil d/L in RR

XDR= Poziție grosime maxima in RR - Xd

XFR= Poziție săgeata maxima in RR Xf r

EPS= Îngroșare profil la BF pt. RR - EPS r

Modul de calcul al elementelor asimptotice din care rezultă circulația și modul de selecție al celorlalți parametri care se pot impune prezentate în /2/, /3/, /17/. Datele de intrare sunt valabile pentru calculul paletelor unui aparat director radial.

## ROTORUL

### DATE DE INTRARE

Se dă : Xfr,dpl,Xdr,EPS

VARAX=1 Poziția ax rotat Se dă pentru toate secțiunile

VARAX=0 Muchie de ieșire dreapta

NS= Număr secțiuni calcul

N11= [rot/min]

Q11= [m<sup>3</sup>/s]

H= [m]

D= [mm]

NIU= [-]

DQ= [%]

DN= [%]

Z= [buc]

DATA : ' r(i) [mm]

DATA . : ' t/i

DATA . : ' eta [-]

DATA : ' Secțiune / poziție ax rotație [%]

DATA : ' alfa inf [gr]

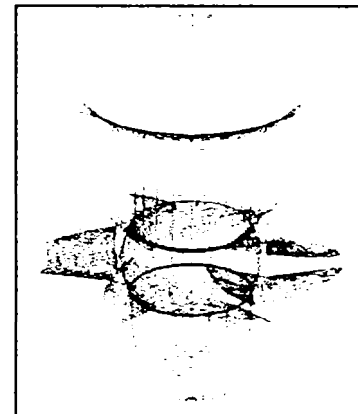
DATA : 'Coeficient Kr

DATA : 'Poziție săgeata Xf

DATA : ' d/l

DATA : ' Poziție grosime Xd

DATA : 'Coeficient bord fuga EPS



Trebuie precizat faptul ca datele de intrare, cu excepția diametrului rotorului care se determina din faza de anteproiect și care este transpus la scara modelului astfel încât dimensiunile de gabarit să permită încadrarea în ștandul de încercări, permit optimizarea încă din faza de proiectare. Influența diferiților parametri asupra parametrilor energetici și cavitaționali este analizată în /2/, /3/, /7/, /41/, /42/ etc.

### Criteriile de performanță pentru rotor sunt:

- Randamentul;
- Coeficienții de cavitație rezultați din sensibilitatea la cavitație a diferitelor profile;
- Distribuția de viteze și presiuni;
- Încărcarea paletei la diferite regimuri, etc.

Toate programele menționate realizează fișiere exportabile înspre programele CAD. Urmează conform celor precizate în /41/, /42/ generarea interfețelor CAD – rețele elemente finite.

Fluxul de informații precum și programele utilizate sunt schițate în fig.5.1.3.



**b. Analiza rapidă**

Analiza rapidă a modelului sau grupelor proiectate în faza a se poate realiza în trei moduri:

- Analizând componentele paletate utilizând facilitățile tehnologiei CFX – BladeGenPlus
- Efectuând analiza componentelor nepaletate utilizând facilitățile CFX-TASCflow
- Analizând întregul model utilizând facilitățile CFX-TASCflow, dar pe rețele grosiere de profile

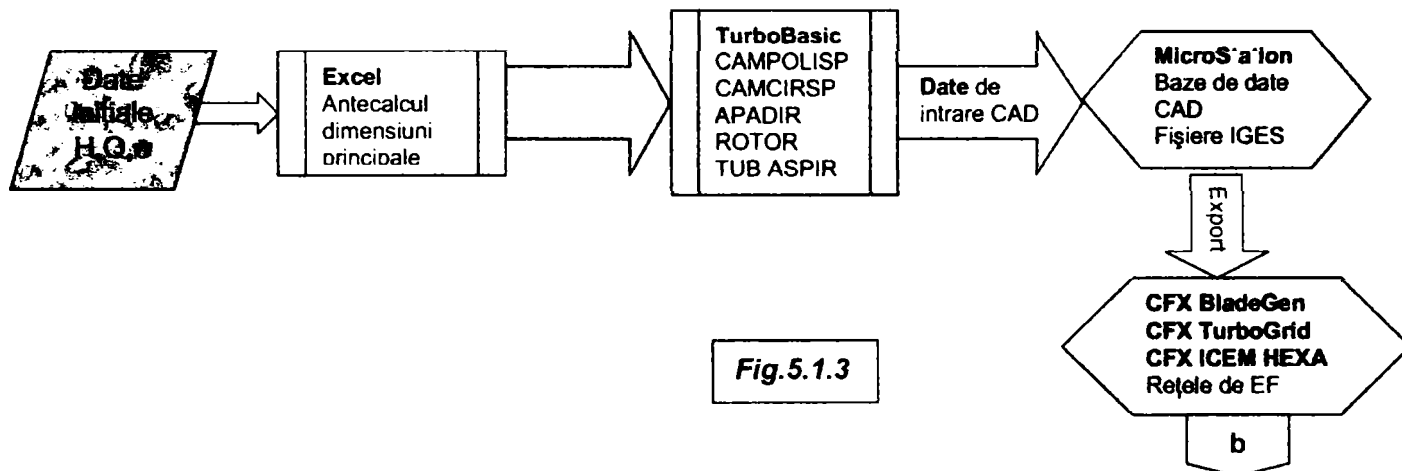


Fig.5.1.3

Rezultatele obținute sunt interpretate, iar în cazul în care apar indicii că nu sunt îndeplinite criteriile de performanță se trece la re-proiectarea grupeii care este nesatisfăcătoare.

**c. Exportul de date și rafinarea rețelelor de profile**

Dacă rezultatele obținute în faza b precedentă corespund, ele sunt exportate înspre CFX-TASCflow, care permite analiza detaliată a întregii mașini.

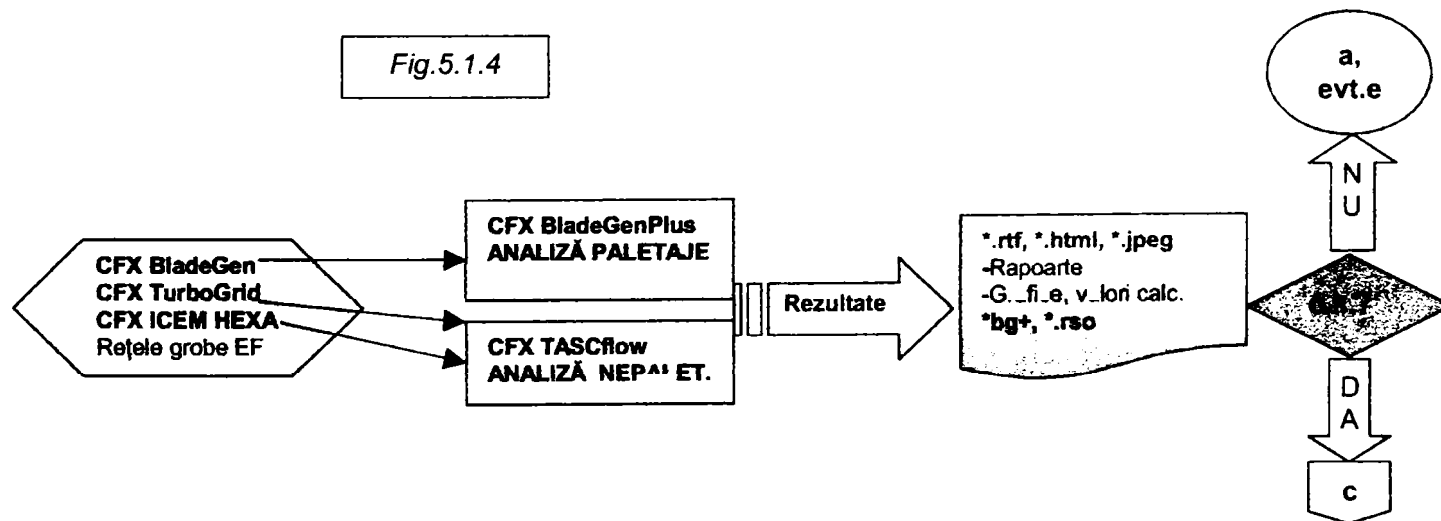
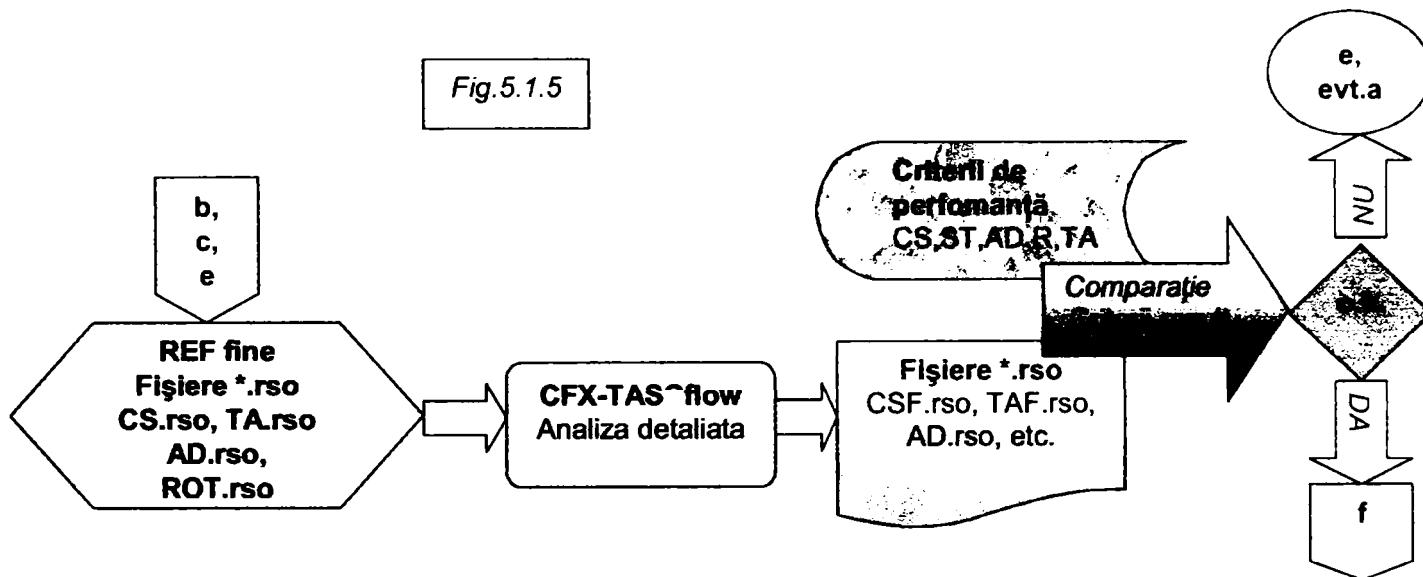


Fig.5.1.4

#### d. Analiza detaliată

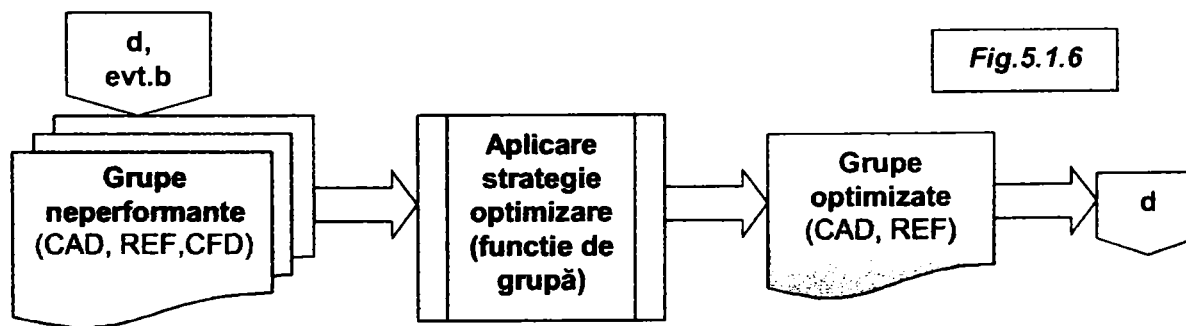
Fișierele de date create în urma analizei inițiale sunt preluate și utilizate ca date de intrare pentru analiza finală care se efectuează pentru rețele de elemente rafinate. Acest mod de lucru permite reducerea duratei de calcul, fără a afecta precizia.

Rezultatele obținute prin calcul sunt comparate cu criteriile de performanță, iar în cazul în care comportarea predicționată nu corespunde se realizează o nouă optimizare. Desfășurarea procesului este indicată în **fig.5.1.5**.



#### e. Optimizarea

Se realizează, dacă este necesară, prin analiza amănunțită a elementelor susceptibile de alterare a performanțelor și modificarea, respectiv reproiectarea grupelor aferente.



#### f. Validarea finală

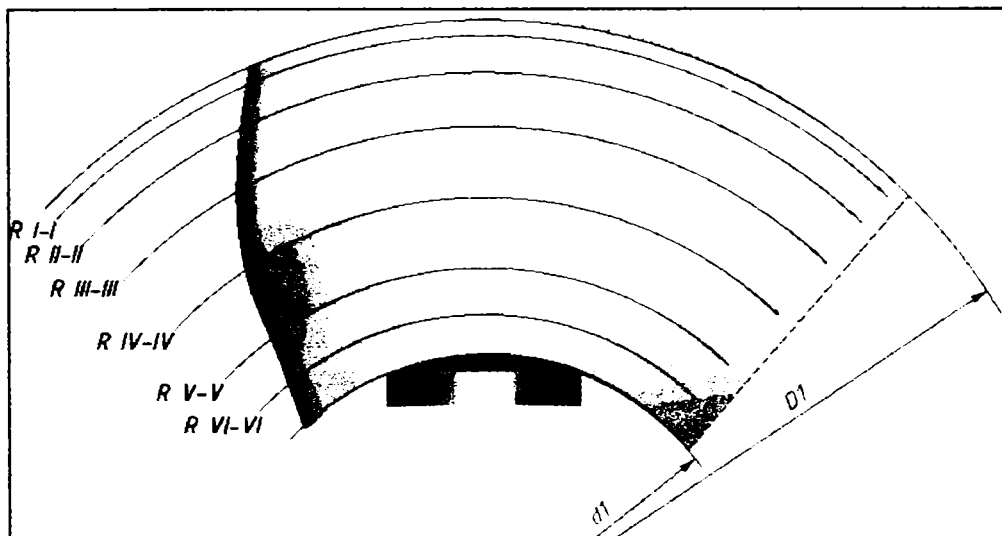
Validarea finală a modelului conceput se realizează prin încercări experimentale, singura metodă capabilă de a oferi rezultate precise pe întregul domeniu de funcționare al modelului.

## 5.2. Posibilități de aplicare

Programele existente /43/ precum și tehnicile de modelare la dispoziție /42/ permit optimizarea în timp real a oricărei componente, înțelegând prin aceasta proiectarea de variante și selecția variantei / variantelor virtuale optime.

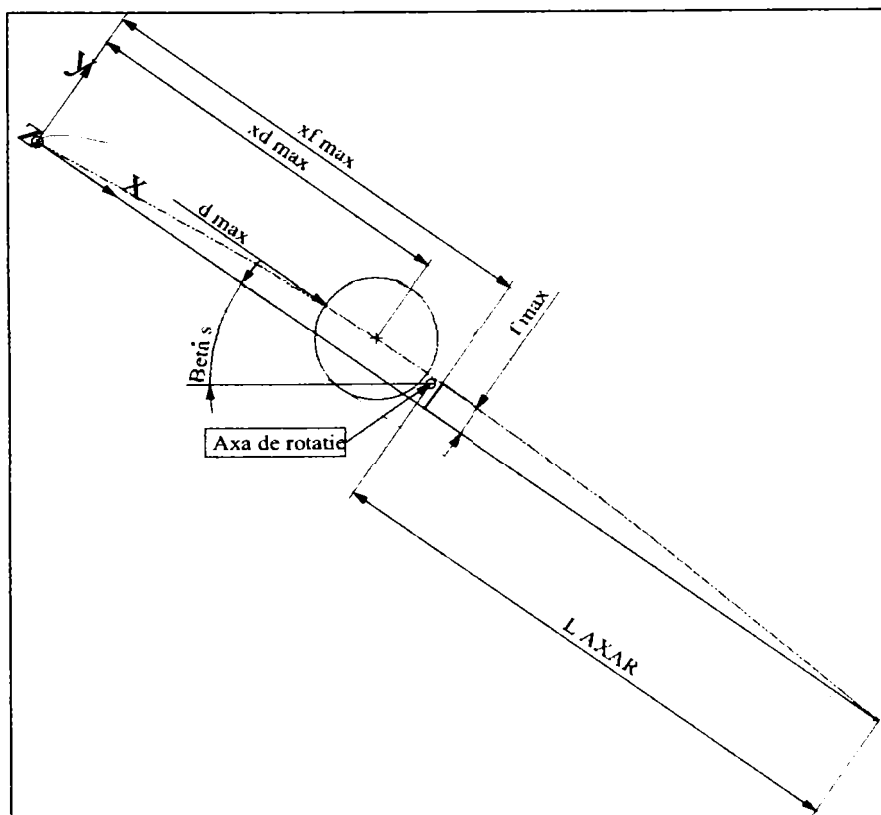
Se prezintă aplicarea metodei la selecția variantei optime pentru un rotor de model Kaplan, comparativ cu varianta clasică de calcul.

**Fig.5.2.1** indică definirea secțiunilor de calcul pentru paleta rotorică.



**Fig. 5.2.1. Definirea razelor de calcul**

Parametrii geometrici pentru profile într-o secțiune de calcul oarecare sunt definiți în **fig.5.2.2**.



**Fig.5.2.2. Definirea unor parametrii geometrici specifici profilului la o rază de calcul**

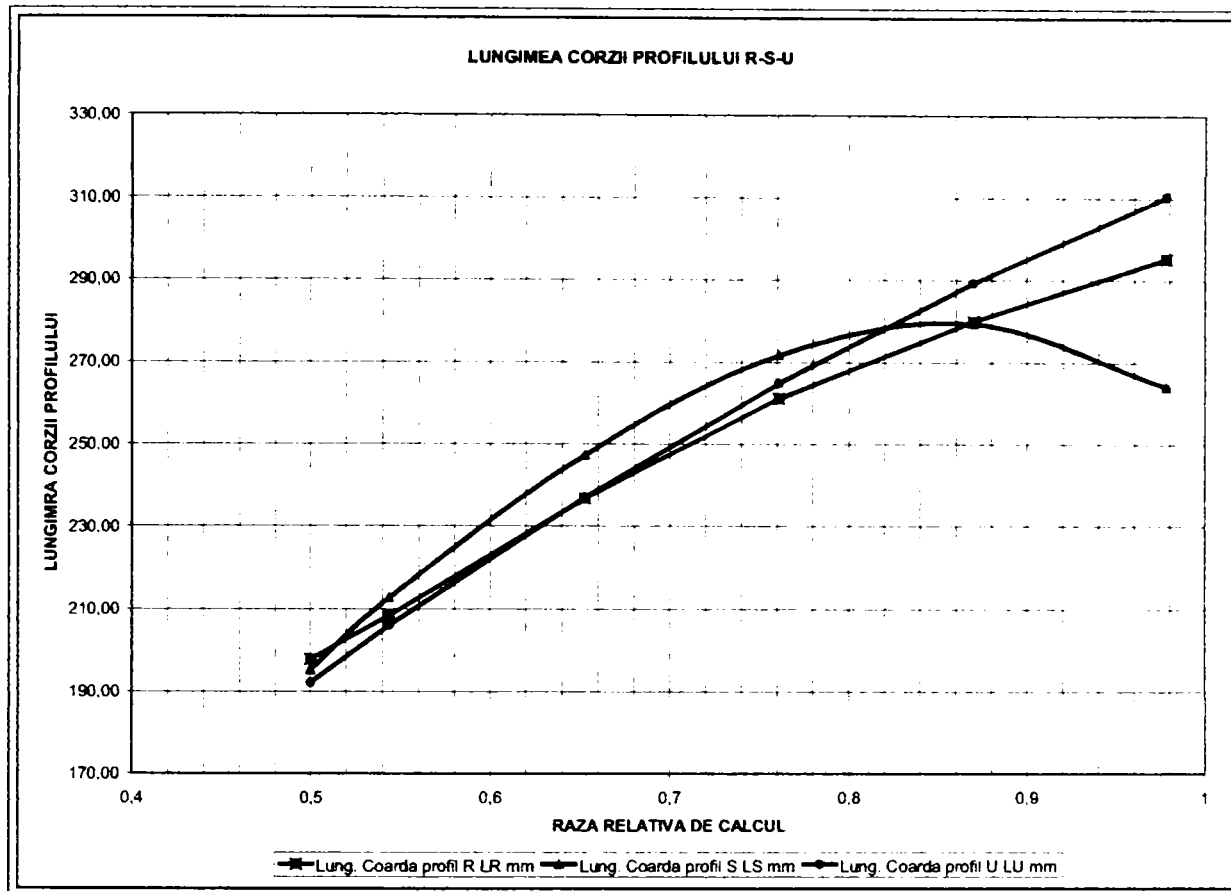
**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

Utilizând programul de proiectare al rotorului s-au obținut două variante de palete (variantele S și U). În **tabelul 5.1.** sunt prezentați comparativ parametrii geometrici ai profilelor pentru cele trei variante (variantele R fiind paleta inițială).

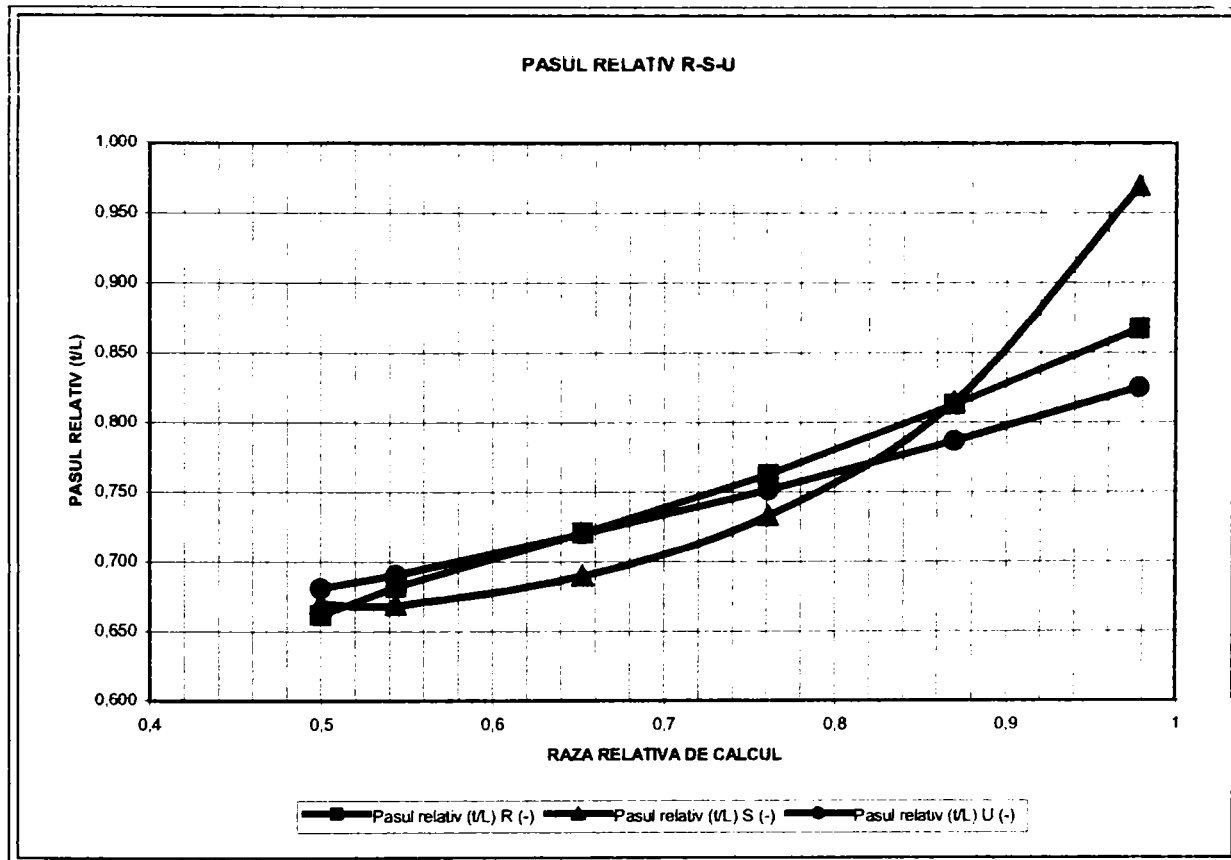
**Tabelul 5.1.**

PARAMETRU/SECȚIUNE	NOTAȚIE	UM	I-I	II-II	III-III	IV-IV	V-V	VI-VI
Raza de calcul model	$R_{model}$	mm	244,5	217,4	190,2	163,1	135,9	125
Raza relativă 2R/D1	DELTA	(-)	0,978	0,8696	0,7608	0,6524	0,5436	0,5
Pasul rețelei model	$t_{model}$	mm	256,03	227,66	199,17	170,79	142,31	130,90
Unghi de instalare R	BETA R	radian	0,2853	0,3178	0,3595	0,4177	0,5029	0,5424
Unghi de instalare S	BETAS	radian	0,3368	0,3731	0,4265	0,5100	0,6147	0,6552
Unghi de instalare U	BETAU	radian	<b>0,25</b>	<b>0,26</b>	<b>0,32</b>	<b>0,37</b>	<b>0,44</b>	<b>0,48</b>
Procentual LAXR/LOR	AXAR	%	66,15%	62,63%	59,63%	57,74%	57,03%	56,55%
Procentual LAXS/LOS	AXAS	%	57,33%	55,95%	54,94%	54,05%	51,97%	50,53%
Procentual LAXOU/LUS	AXAU	%	<b>66,00%</b>	<b>63,18%</b>	<b>61,41%</b>	<b>59,87%</b>	<b>59,26%</b>	<b>59,55%</b>
Lung. Coardă profil R	LR	mm	295,24	280,02	261,20	236,87	208,52	197,79
Lung. Coardă profil S	LS	mm	264,13	279,46	271,70	247,39	212,71	195,29
Lung. Coardă profil U	LU	mm	<b>310,35</b>	<b>289,30</b>	<b>264,89</b>	<b>237,13</b>	<b>206,00</b>	<b>192,08</b>
Pasul relativ	(t/L) R	(-)	0,867	0,813	0,763	0,721	0,682	0,662
Pasul relativ	(t/L) S	(-)	0,969	0,815	0,733	0,690	0,669	0,670
Pasul relativ	(t/L) U	(-)	<b>0,825</b>	<b>0,787</b>	<b>0,752</b>	<b>0,720</b>	<b>0,691</b>	<b>0,681</b>
Săgeata maximă R	$f_{maxR}$	mm	0,04	0,04	0,04	0,05	0,07	0,07
Săgeata maximă S	$f_{maxS}$	mm	4,43	6,75	7,92	8,42	5,18	3,34
Săgeata maximă U	$f_{maxU}$	mm	<b>1,967</b>	<b>2,660</b>	<b>3,148</b>	<b>3,667</b>	<b>5,064</b>	<b>5,755</b>
Sag.max.relativa R	(f/L)maxR	%	1,36%	1,48%	1,64%	2,14%	3,17%	3,54%
Sag.max.relativa S	(f/L)maxS	%	1,68%	2,42%	2,91%	3,40%	2,44%	1,71%
Sag.max.relativa U	(f/L)maxU	%	<b>0,63%</b>	<b>0,92%</b>	<b>1,19%</b>	<b>1,55%</b>	<b>2,46%</b>	<b>3,00%</b>
Pozitia sag.maxime R	$x_{fmaxR}$	mm	155,35	143,90	151,03	139,40	112,62	107,16
Pozitia sag.maxime S	$x_{fmaxS}$	mm	89,69	92,91	88,7	74,89	64,82	57,85
Pozitia sag.maxime U	$x_{fmaxU}$	mm	<b>139,04</b>	<b>129,19</b>	<b>118,738</b>	<b>106,598</b>	<b>92,917</b>	<b>88,252</b>
Poz.rel.sag.maximă R	( $x_{fmax/L}$ )R	%	52,62%	51,39%	57,82%	58,85%	54,01%	54,18%
Poz.rel.sag.maximă S	( $x_{fmax/L}$ )S	%	33,96%	33,25%	32,65%	30,27%	30,47%	29,62%
Poz.rel.sag.maximă U	( $x_{fmax/L}$ )U	%	<b>44,80%</b>	<b>44,66%</b>	<b>44,83%</b>	<b>44,95%</b>	<b>45,11%</b>	<b>45,94%</b>
Grosimea maximă R	$d_{maxR}$	mm	6,50	9,56	12,79	16,08	19,14	20,27
Grosimea maximă S	$d_{maxS}$	mm	7,56	9,34	12,97	16,44	18,87	20,02
Grosimea maximă U	$d_{maxU}$	mm	<b>7,763</b>	<b>13,478</b>	<b>18,058</b>	<b>21,285</b>	<b>22,939</b>	<b>23,107</b>
Gros..max.relativa R	(d/l)maxR	%	2,20%	3,42%	4,90%	6,79%	9,18%	10,25%
Gros.max.relativa S	(d/l)maxS	%	2,86%	3,34%	4,77%	6,65%	8,87%	10,25%
Gros..max.relativa U	(d/l)maxU	%	<b>2,50%</b>	<b>4,66%</b>	<b>6,82%</b>	<b>8,98%</b>	<b>11,14%</b>	<b>12,03%</b>
Pozitia gros.maxime R	$x_{dmaxR}$	mm	49,60	69,59	64,52	64,29	61,85	61,53
Pozitia gros.maxime S	$x_{dmaxS}$	mm	77,81	33,63	32,07	30,09	32,34	54,9
Pozitia gros.maxime U	$x_{dmaxU}$	mm	<b>114,71</b>	<b>107,655</b>	<b>118,738</b>	<b>89,142</b>	<b>78,115</b>	<b>73,2515</b>
Poz.rel.gros.maximă R	( $x_{dmax/L}$ )R	%	16,80%	24,85%	24,70%	27,14%	29,66%	31,11%
Poz.rel.gros.maximă S	( $x_{dmax/L}$ )S	%	29,46%	12,03%	11,80%	12,16%	15,20%	28,11%
Poz.rel.gros.maximă U	( $x_{dmax/L}$ )U	%	<b>36,96%</b>	<b>37,21%</b>	<b>44,83%</b>	<b>37,59%</b>	<b>37,92%</b>	<b>38,14%</b>

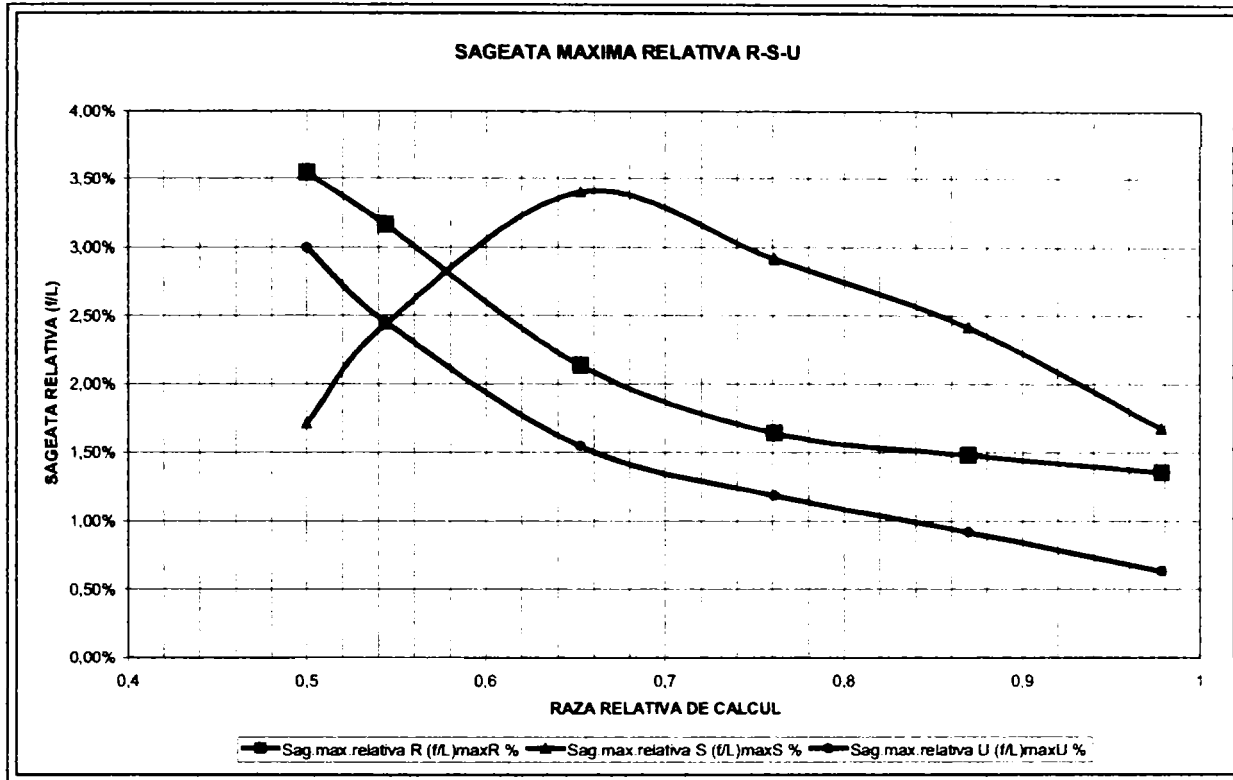
Variațiile parametrilor geometrici semnificativi în funcție de raza de calcul sunt prezentate în **fig. 5.2.3 ... fig.5.2.8.**



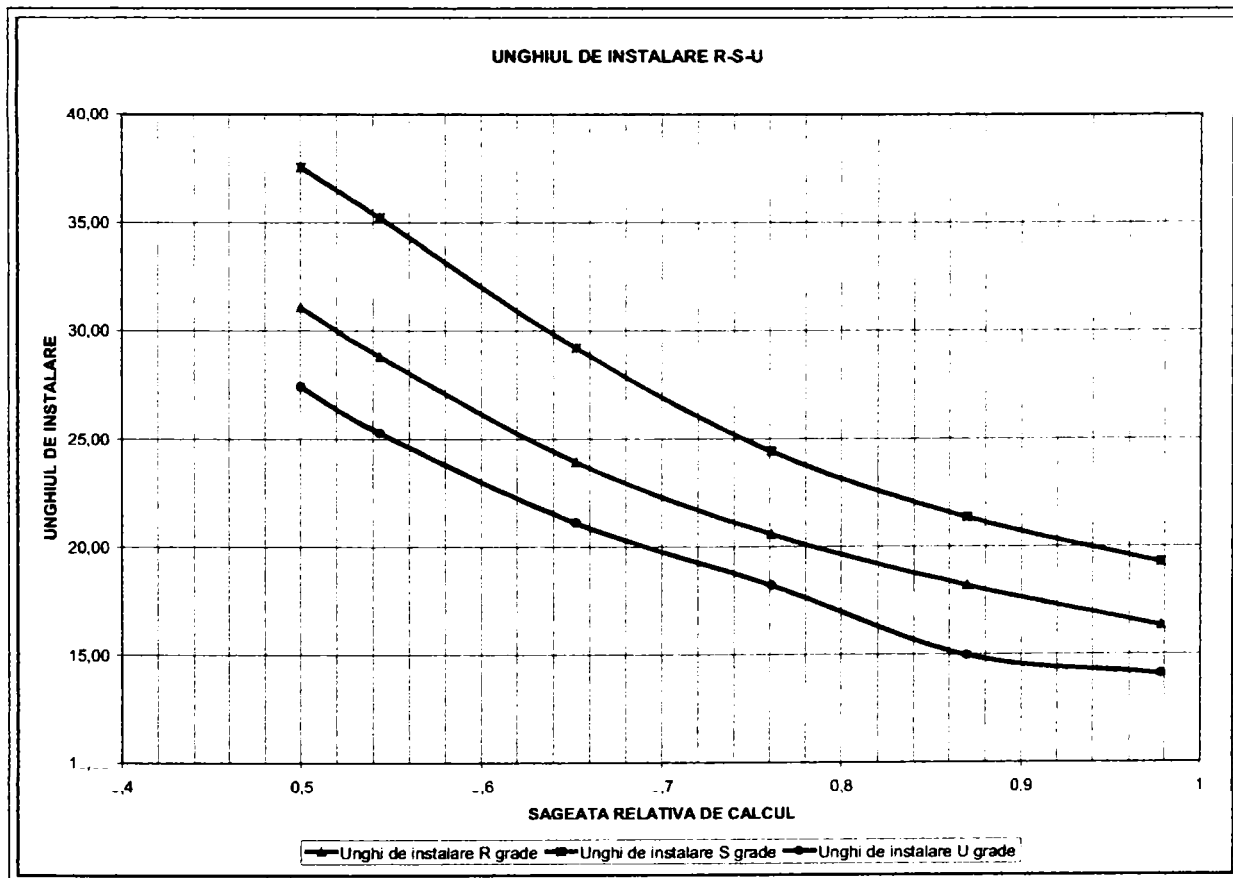
**Fig.5.2.3. Lungimea corzii profilului în funcție de raza de calcul**



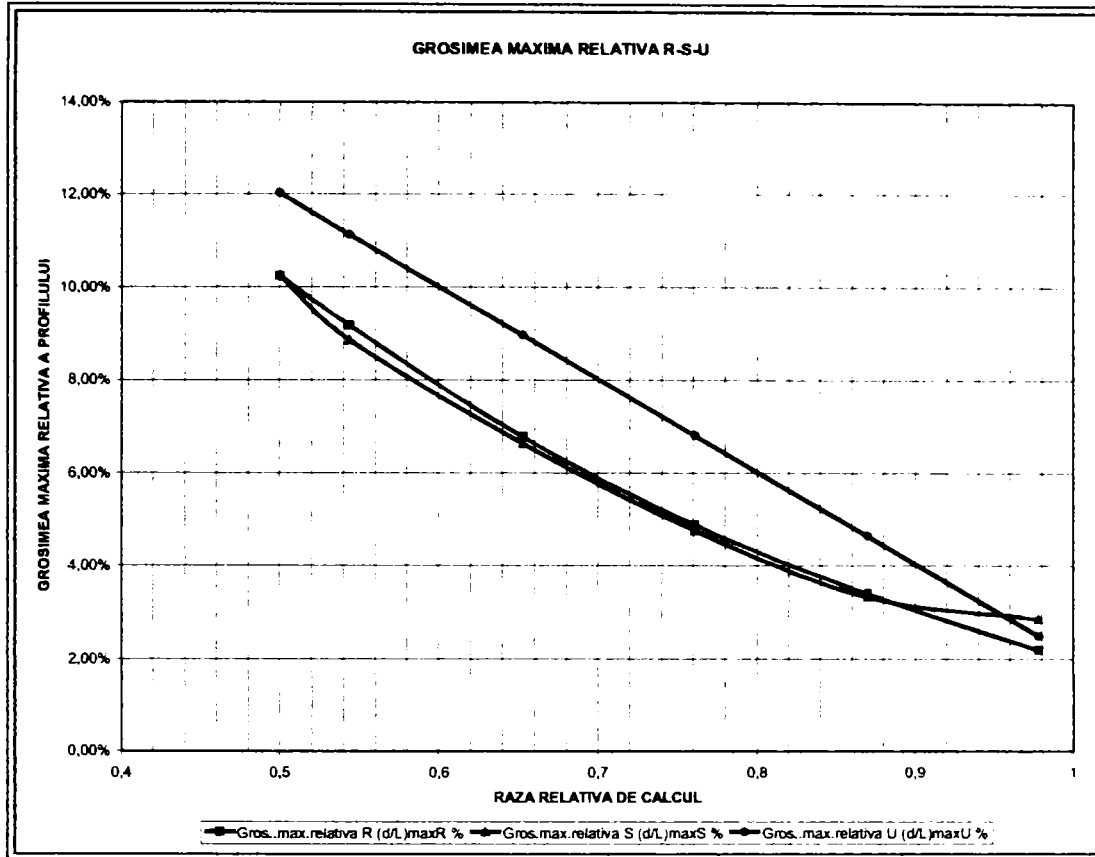
**Fig.5.2.4. Pasul relativ al rețelei**



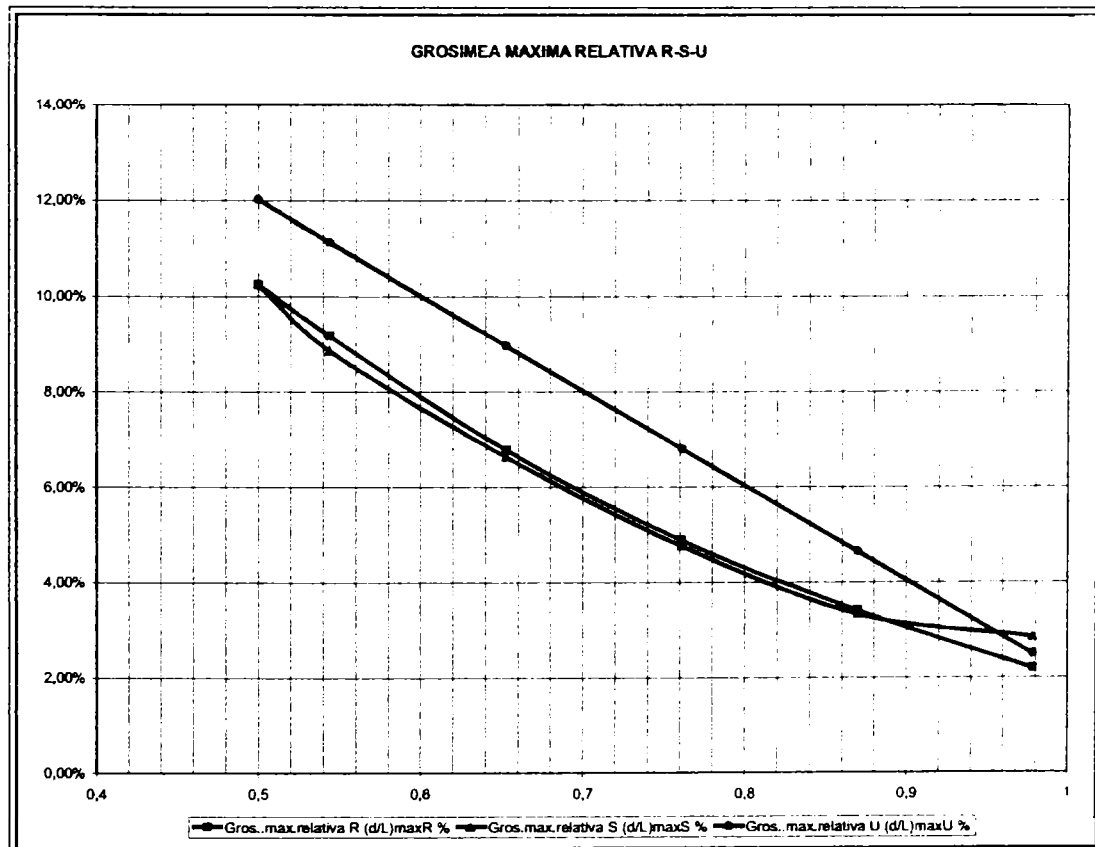
**Fig.5.2.5. Săgeata relativă maximă**



**Fig.5.2.6. Unghiul de instalare**



**Fig.5.2.7. Variatia grosimii relative maxime**



**Fig.5.2.8. Variatia pozitiei axei de rotatie**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Din analiza variației elementelor geometrice caracteristice rețelilor de profile în secțiunile de calcul se remarcă:

- a. Lungimea corzii profilului variază liniar pentru varianta "U", aproximativ liniar pentru varianta "R" și după o curbă aproximativ parabolică pentru varianta "S". Variantele "U" și "R" au profilele cele mai lungi la periferia paletei, iar bordurile de fugă constituie o muchie de ieșire a paletei situată în plan radial. Varianta "S" are profilele cele mai lungi în secțiunile de control IV-IV și V-V, iar muchia de ieșire a paletei este o curbă. Această geometrie poate îmbunătăți comportarea la vibrații.
- b. Pasul relativ variază liniar de la butuc la periferie pentru variantele "R" și "U" și exponențial pentru varianta "S", fapt determinat de variația lungimii corzii profilului acceptată de proiectant în fiecare caz.
- c. Săgeata relativă maximă este descrescătoare de la butuc la periferie pentru variantele "R" și "U", iar pentru varianta "S" are un maxim în secțiunea de calcul III-III. Valorile săgeții relative sunt reduse în toate cele trei cazurile (sub 4%), dar faptul că pentru varianta "S" săgeata maximă în zona butucului este mai redusă pentru evitarea cavității în zona respectivă. Faptul că în secțiunile de calcul III-III, IV-IV și V-V varianta "S" prezintă săgeți maxime mai mari va intensifica schimbul de energie între paletă și fluid în zona cea mai extinsă a suprafeței paletei și unde nu apar influențe ale butucului sau camerei rotor asupra curgerii.
- d. Grosimea maximă relativă este practic aceeași pentru variantele "R" și "S", varianta "S" diferă doar la periferia paletei față de varianta "R" în sensul că paleta este mai îngroșată în această zonă. Varianta "U" adoptă o variație liniară a grosimii maxime relative, profilul de la butuc având o grosime relativă mai mare (12%) față de celelalte două variante (10,5%). O grosime mai mare a profilului duce la creșterea greutateii paletei, dar în același timp crește și rezistența și îmbunătățește comportarea la vibrații.
- e. Unghiul de instalare variază pentru toate cele trei variante după o curbă căzătoare. Cele mai mici valori ale unghiului de instalare sunt caracteristice variantei "U", cele mai mari variantei "S". Acest fapt va influența valoarea unghiului de incidență.
- f. Axa de rotație a paletei este dispusă mai aproape de bordul de atac pentru varianta "S", pentru celelalte poziția este aproape aceeași. S-a încercat realizarea unui rotor cu "autoreglare" [2], care să necesite un mecanism de acționare mai redus dimensional.

#### ELEMENTE CINEMATICE ȘI UNGHIULARE

Elementele cinematice și unghiulare s-au calculat adoptând pentru toate cele trei variante aceiași parametri funcționali. De asemenea se presupune pentru toate cele trei cazurile  $\eta_h = 95\%$ .

Se utilizează relațiile:

$$v_m = \frac{Q}{\frac{\pi D_1^2}{4} \cdot \left(1 - \frac{d_1^2}{D_1^2}\right)} \quad (5.2.1) \quad \text{unde:}$$

$v_m$  este viteza medie. Conform teoriei clasice [2], se consideră  $v_m$  constantă pe rază.

$$u_R = \frac{\pi \cdot n \cdot R}{30} \quad (5.2.2)$$

$u_R$  este viteza periferică, iar R din relația doi este raza secțiunii de calcul.

$$v_{ouR} = \frac{\eta_h \cdot g \cdot H}{u_R} \quad (5.2.3)$$

$v_{ouR}$  este proiecția vitezei absolute  $V_o$  pe direcția vitezei periferice  $u$ .

$$\operatorname{tg} \beta_{\infty R} = \frac{v_m}{u_R - \frac{v_{ouR}}{2}} \quad (5.2.4)$$

Unghiul  $\beta_{\infty R}$  este o mărime de calcul, iar legătura între el și unghiul de incidență  $\alpha_{\infty R}$  și unghiul de instalare este dată de relația (5.2.5):

$$\alpha_{\infty R} = \beta_{sR} - \beta_{\infty R} \quad (5.2.6)$$



**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în  
concepția turbinelor hidraulice**

Viteza relativă  $w_{\infty R}$  rezultă din relația (5.2.7), iar coeficientul de portanță  $c_A$  din relația (5.2.8):

$$w_{\infty R} = \frac{v_m}{\sin \beta_{\infty R}} \quad (5.2.7)$$

$$c_A = \frac{2v_{ouR}}{w_{\infty R}} \cdot \left(\frac{t}{L}\right)_R \quad (5.2.8)$$

Coeficientul de deviație  $\delta_{UR}$  al curentului este dat de:

$$\delta_{UR} = 2 \cdot \left( \text{ctg} \beta_{\infty R} - \text{ctg} \beta_{sR} \right) \quad (5.2.9)$$

iar coeficientul  $k_{pmax}$  care caracterizează comportarea cavitațională s-a calculat pe baza relației Etnberg /2/:

$$k_{pmaxR} = \frac{1}{4} c_{AR} \cdot \left(\frac{t}{L}\right)_R + \frac{\left(\frac{d}{L}\right)_R - 0,03}{\left(\frac{t}{L}\right)_R} \quad (5.2.10)$$

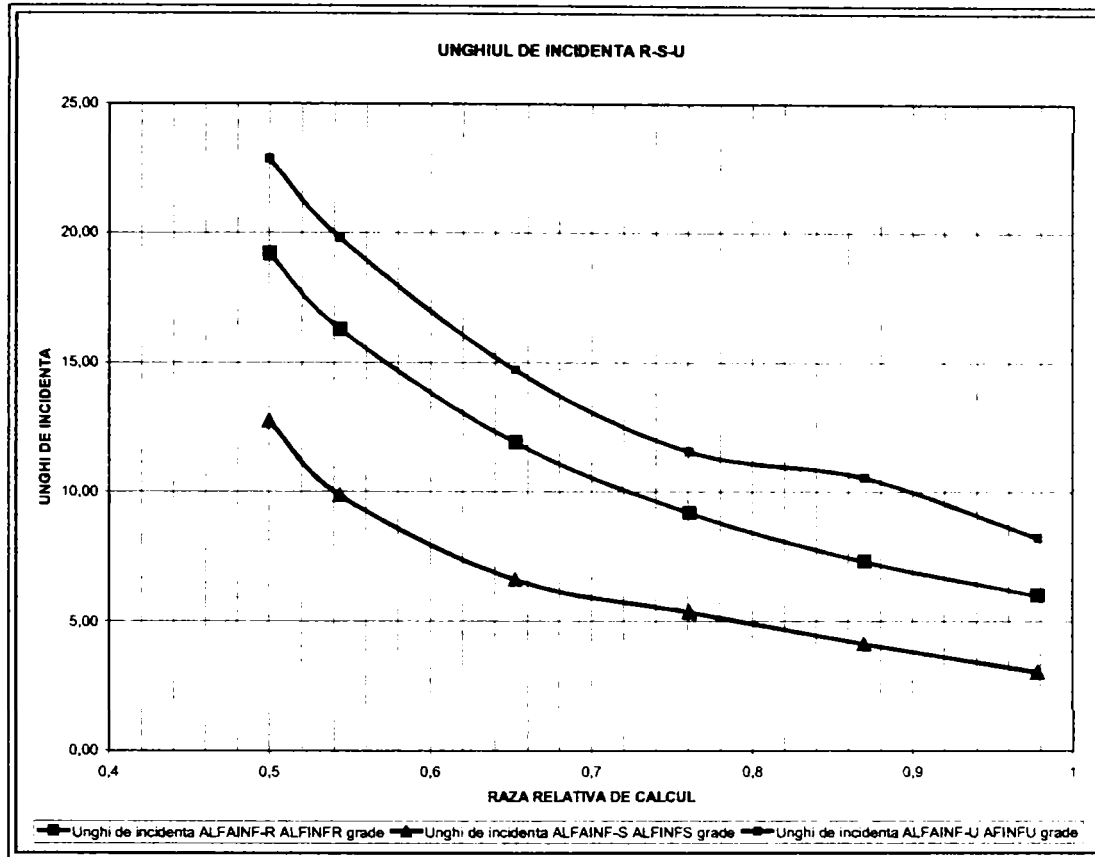
Coeficientul rezistenței la înaintare poate fi dedus din ecuația generală a rețelilor de profile /2/:

$$c_{AR} \cdot \left(\frac{L}{t}\right)_R = 2 \cdot \delta_{UR} \sin \beta_{\infty R} + c_{xR} \cdot \left(\frac{L}{t}\right)_R \text{ctg} \beta_{\infty R} \quad (5.2.11)$$

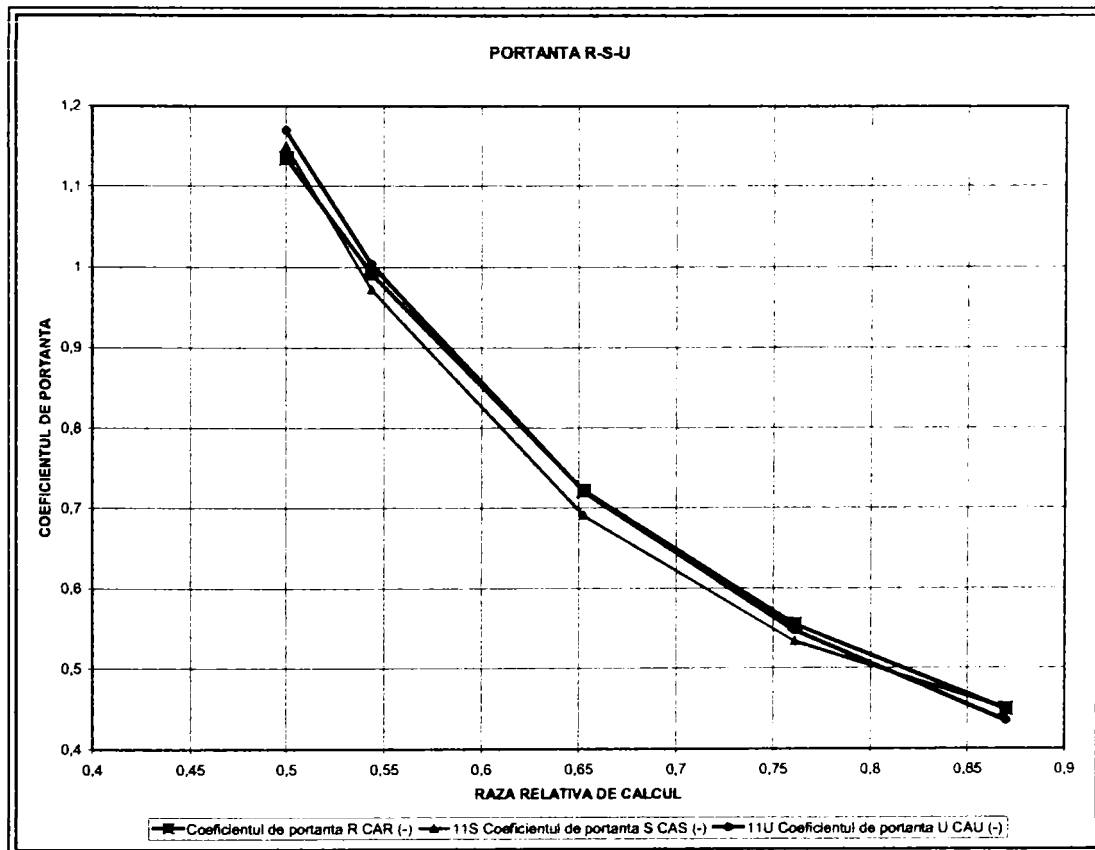
Valorile calculate pentru acești parametri sunt dați în **tabelul 5.2**, iar variația lor în funcție de raza de calcul în **fig. 5.2.9. ... fig.5.2.13**.

**Tabelul 5.2. Elemente cinematice și unghiulare calculate**

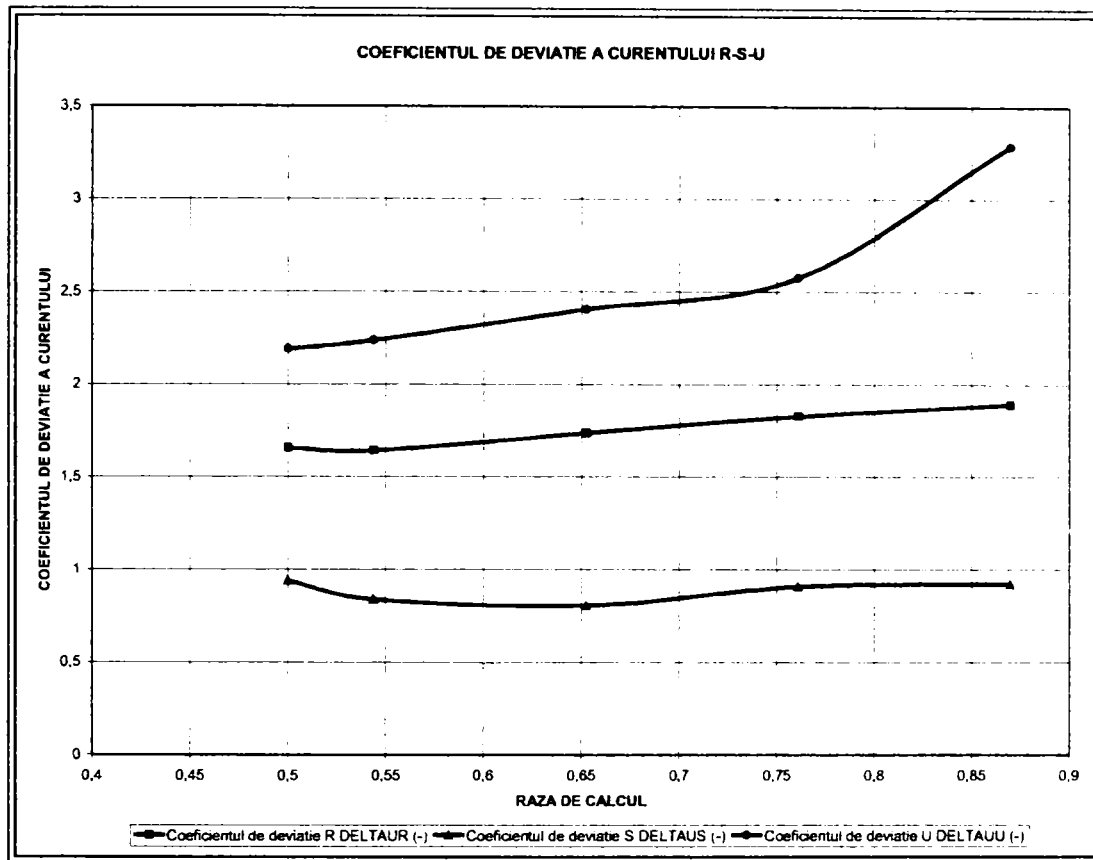
Nr. crt.	PARAMETRU / SECȚIUNE	Notatie	UM	I-I	II-II	III-III	IV-IV	V-V	VI-VI
1	Raza relativă de calcul	DELTA	(-)	0,978	0,8696	0,7608	0,6524	0,5436	0,5
2	Viteza medie	VM	m/s	12,796	12,796	12,796	12,796	12,796	12,796
3	Viteza periferică	U	m/s	34,73	30,88	27,02	23,17	19,31	17,76
4	Proiecția vitezei la intrare	VOU	m/s	7,28738	8,19579	9,36785	10,9243	13,1108	14,2541
5	Tangenta BETAINF	tgBETAINF	(-)	0,41158	0,47771	0,57289	0,72262	1,00356	1,20371
6	Unghiul BETAINF	BETAINF	Rad	0,39044	0,44566	0,52024	0,62574	0,78717	0,87757
7R	Unghi de incidență ALFAINF-R	ALFINFR	Rad	0,10512	0,12786	0,16071	0,20799	0,28427	0,33516
			grade	6,02	7,33	9,21	11,92	16,29	19,20
7S	Unghi de incidență ALFAINF-S	ALFINFS	radian	0,05360	0,07256	0,09370	0,11569	0,17244	0,22235
			grade	3,07	4,16	5,37	6,63	9,88	12,74
7U	Unghi de incidență ALFAINF-U	AFINFU	radian	0,14	0,18	0,20	0,26	0,35	0,40
			grade	8,25	10,56	11,57	14,72	19,80	22,85
8	Viteza relativă WINF	WINF	m/s	33,5782	29,6483	25,7093	21,8199	18,0415	16,6148
9R	Coeficientul de portanță R	CAR	(-)	0,37642	0,44947	0,55569	0,72199	0,99193	1,13553
9S	Coeficientul de portanță S	CAS	(-)	0,42074	0,45039	0,53421	0,69130	0,97237	1,15005
9U	Coeficientul de portanță U	CAU	(-)	0,35808	0,43506	0,54795	0,72121	1,00405	1,16926
10R	Coeficientul de deviație R	DELTAUR	(-)	1,95896	1,89339	1,82993	1,73801	1,64293	1,65679
10S	Coeficientul de deviație S	DELTAUS	(-)	0,85178	0,92295	0,90996	0,80738	0,84000	0,94099
10U	Coeficientul de deviație U	DELTAUU	(-)	3,09066	3,28881	2,57781	2,40686	2,23829	2,19193
11R	Coeficientul de presiune R	KPMAXR	(-)	0,0724	0,0965	0,1308	0,1827	0,2598	0,2974
11S	Coeficientul de presiune S	KPMAXS	(-)	0,1005	0,0959	0,1221	0,1721	0,2504	0,3009
11U	Coeficientul de presiune U	KPMAXU	(-)	0,0678	0,1067	0,1538	0,2128	0,2912	0,3317
12R	Rezistența la înaintare R	CXR	(-)	0,37731	0,41923	0,4764	0,539071	0,59874	0,66354
12S	Rezistența la înaintare S	CXS	(-)	0,08551	0,09449	0,07388	0,027709	0,17681	0,21639
12U	Rezistența la înaintare U	CXU	(-)	0,65144	0,85802	0,79005	0,946284	1,19084	1,35855



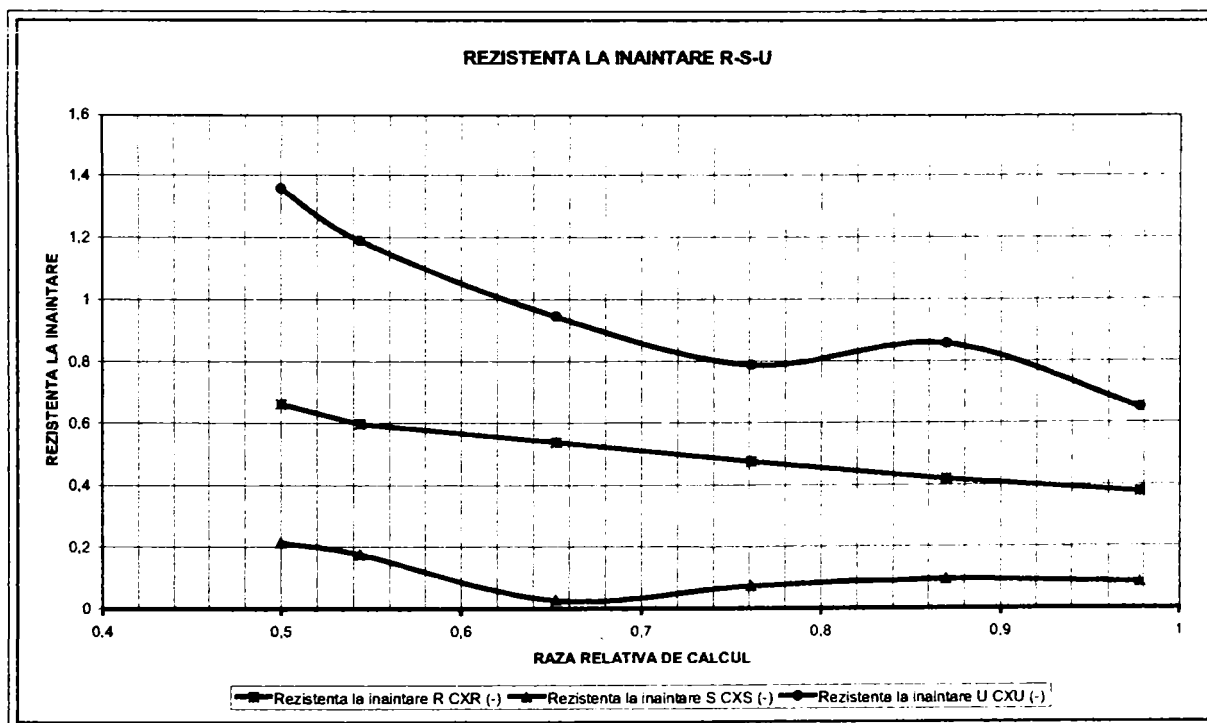
**Fig.5.2.9. Variația unghiului de incidență**



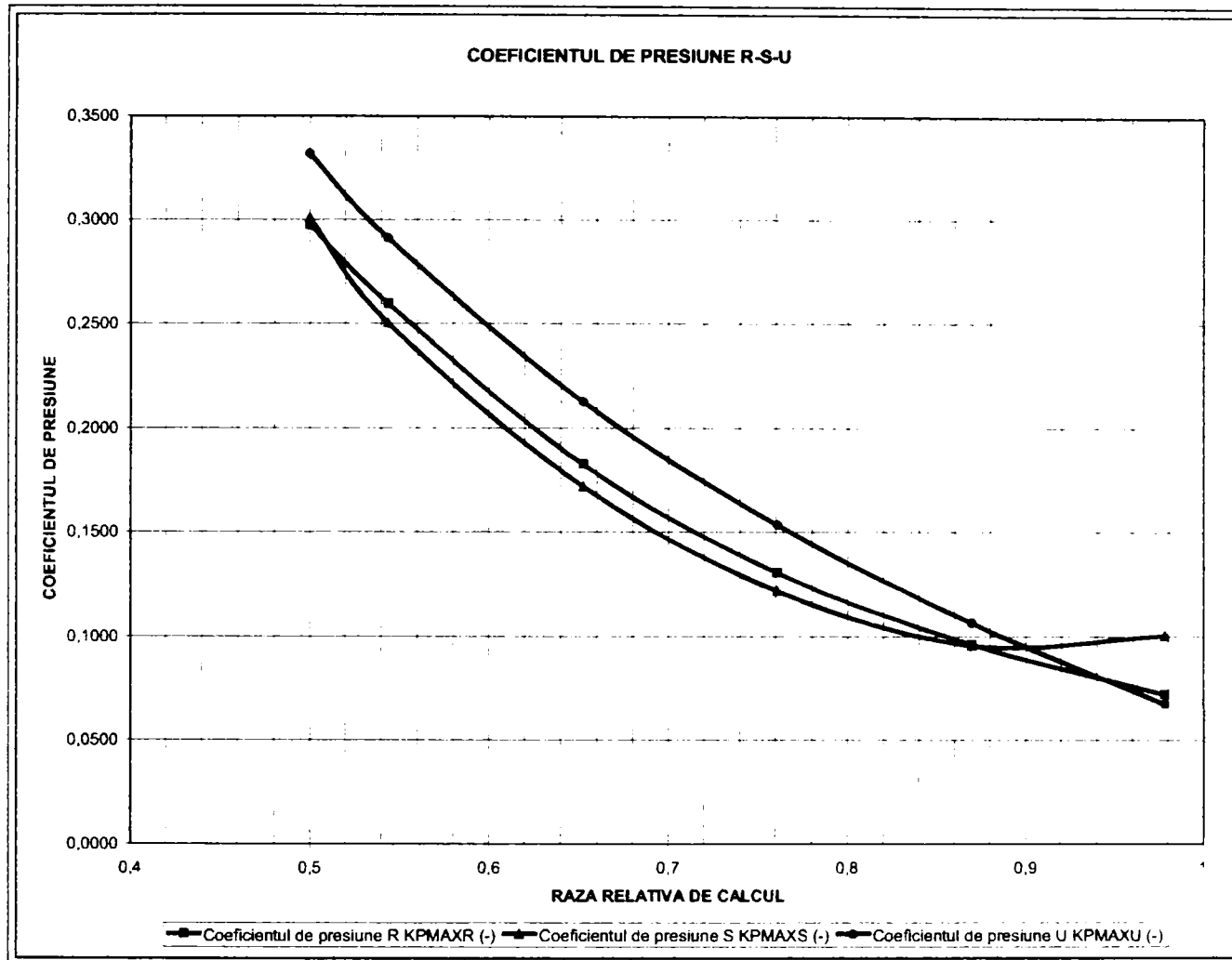
**Fig.5.2.10. Variația portanței în funcție de raza de calcul**



**Fig.5.2.11. Variația coeficientului de deviație în funcție de raza de calcul**



**Fig.5.2.12. Variația rezistenței la înaintare**



**Fig.5.2.13. Variația coeficientului de presiune**

#### **OBSERVAȚII**

- a) Analiza comparativă a celor trei variante de palete a fost realizată utilizând teoria clasică a rețelelor de profile.
- b) Calculul s-a efectuat pentru un singur regim de funcționare.
- c) Din punct de vedere al parametrilor geometrici pentru profilele singulare și dispuse în rețea, paletele "U" și "S" diferă mai ales prin legea de variație a pasului relativ și prin valorile săgeții maxime și a grosimii maxime. Paleta "U" este mai groasă, ceea ce îi conferă rezistență și o comportare adecvată la vibrații. Paleta "S" reduce pericolul apariției vibrațiilor prin forma curbată a muchiei de ieșire și prin existența unui bord cavitațional la periferia rotorului.
- d) Faptul că paleta "S" lucrează cu profilele la unghiuri de așezare mari, permite reducerea unghiului de incidență, ceea ce îmbunătățește comportarea cavitațională. Valorile mai ridicate ale unghiului de incidență în cazul variantei "U" duc la o sensibilitate mărită la cavitație.
- e) Coeficientul de deviație al curentului este cel mai mare pentru varianta "U", dar simultan profilele constitutive ale aceleiași palete au o rezistență la înaintare mai mare, ceea ce ar putea duce la creșterea pierderilor.
- f) **O evaluare cantitativă exactă a comportării celor trei variante de palete nu este posibilă prin metodele clasice ale teoriei rețelelor de profil.**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

Având în vedere faptul că variantele "R" și "U" nu diferă mult într-o primă aproximare, analiza prin modelare utilizând tehnologia informatică s-a realizat pe variantele "R" și "S".

Modelarea s-a efectuat pentru același punct de funcționare pentru care s-a realizat și analiza conform teoriilor clasice, pe întregul traseu al modelului. Pentru varianta "R" în acest punct există și date experimentale, astfel încât este posibilă comparația rezultatelor obținute. Modelarea a fost realizată cu parametri din **tabelul 5.3**.

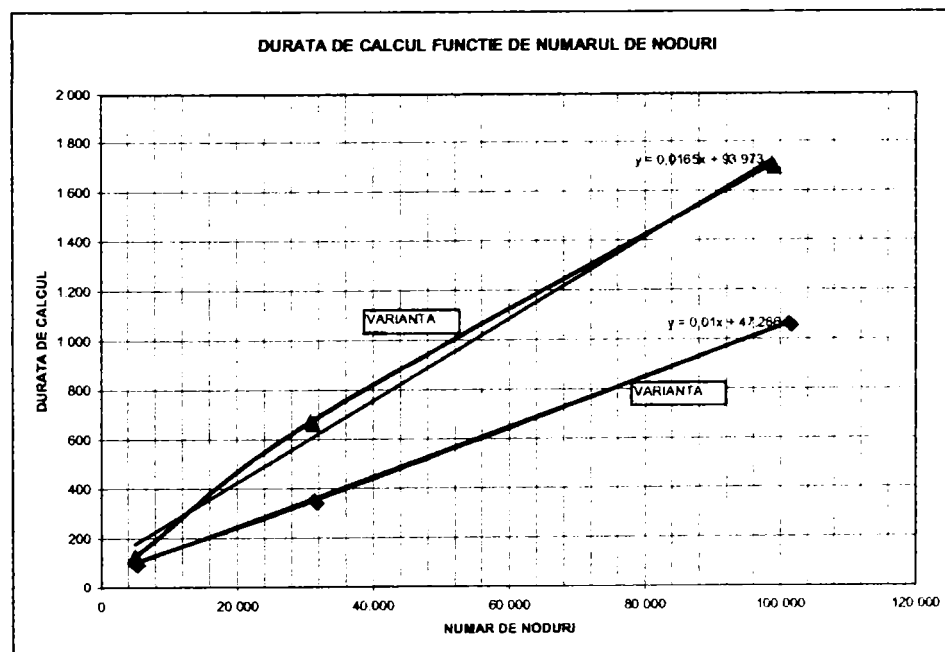
**Tabelul 5.3. Parametrii caracteristici pentru modelare și randamentul rezultat**

Finetea rețelei	Caracteristici	Varianta R	Varianta S
Rețea grosieră	Număr de noduri	4994	5019
	CPU time (s)	103	127
	Randament (%)	88.85	92.25
Rețea medie	Numar de noduri	31300	30804
	CPU time (s)	354	672
	Randament (%)	87.83	91
Rețea fină	Număr de noduri	101211	98680
	CPU time (s)	1066	1704
	Randament (%)	87.62	90.96

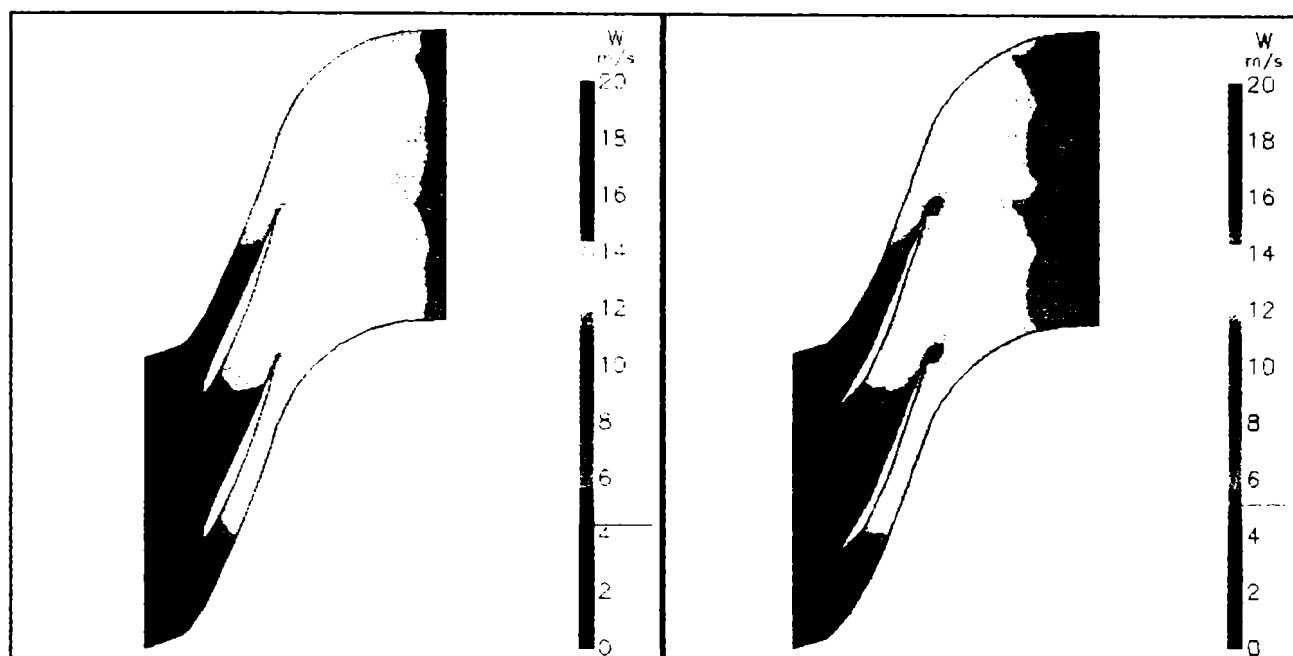
Din diagrama universală a modelului, în punctul analizat, randamentul măsurat pe model este de 87.5%.

Din **tabelul 5.3**. rezultă:

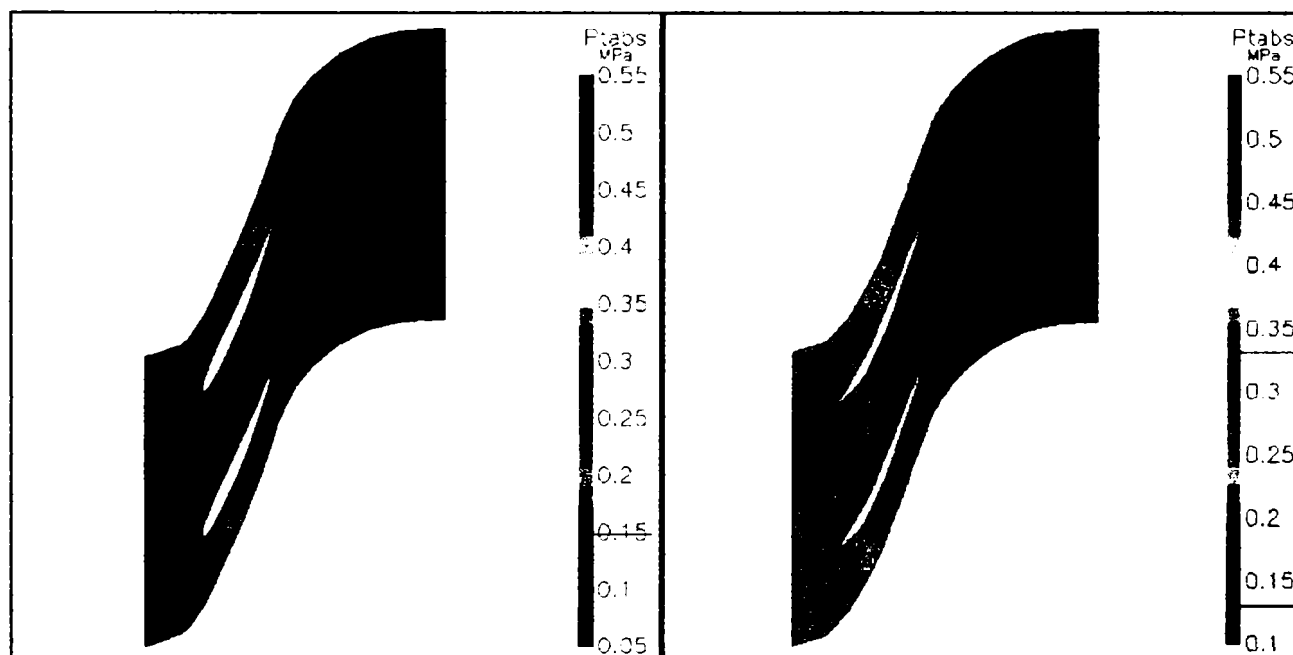
1. Apare tendința de supraevaluare a performanțelor pentru rețeaua grosieră de elemente finite, mai ales pentru varianta S. Pentru rețeaua de finețe medie și rețeaua fină, diferențele de randament predicționate sunt reduse. Acest aspect a fost tratat deja pe larg în cadrul **capitolului 4**.
2. Pentru modelarea utilizând o rețea fină, randamentul calculat pentru varianta "R" diferă cu doar 0,12% față de cel măsurat, fiind sub toleranța ștandului de încercări (+/-0,2%).
3. Durata de calcul (CPU time) este mai mare pentru varianta "S", deși numărul de noduri este aproape identic și variază liniar pentru ambele variante (**fig.5.2.14**).
4. Pentru varianta "S" se obține un spor mediu de randament anticipat de 3,3%. Având în vedere faptul că modelarea s-a realizat într-un domeniu în care precizia modelării este ridicată, se poate aprecia că varianta "S" va da parametri energetici superiori.



**Fig.5.2.14. Variația duratei de calcul în funcție de numărul de noduri**



**Fig.5.2.15. Viteza relativă în rotor la 50% între butuc și periferie**



**Fig.5.2.16. Presiunea absolută în rotor la 50% între butuc și periferie**

Din **fig.5.2.15** și **fig.5.2.16** rezultă că paleta rotorică "S" va fi superioară din punct de vedere al performanțelor energetice variantei "R", informația calitativă fiind oferită de:

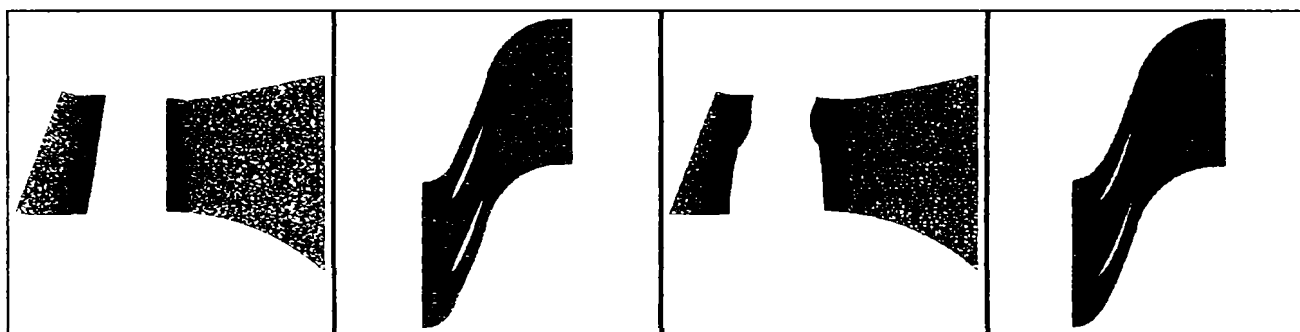
- câmpul vitezei relative -distribuție mai uniformă,
- câmpul presiunii absolute - presiunea la ieșire este mai mică și câmpul este uniform. Acest fapt înseamnă că fluidul de lucru a cedat energia în mai mare măsură rotorului. Totuși, presiunea mai mică la ieșirea din rotor s-ar putea să dăuneze din punct de vedere cavitațional.

Desigur, exemplul de față trebuie completat cu încercări experimentale pe întregul domeniu de exploatare al mașinii, încercări care să nu evalueze doar comportarea energetică, ci și cea cavitațională. În orice caz, având în vedere sporul de randament indicat de tehnica de modelare, se poate decide execuția și încercarea experimentală a variantei "S".

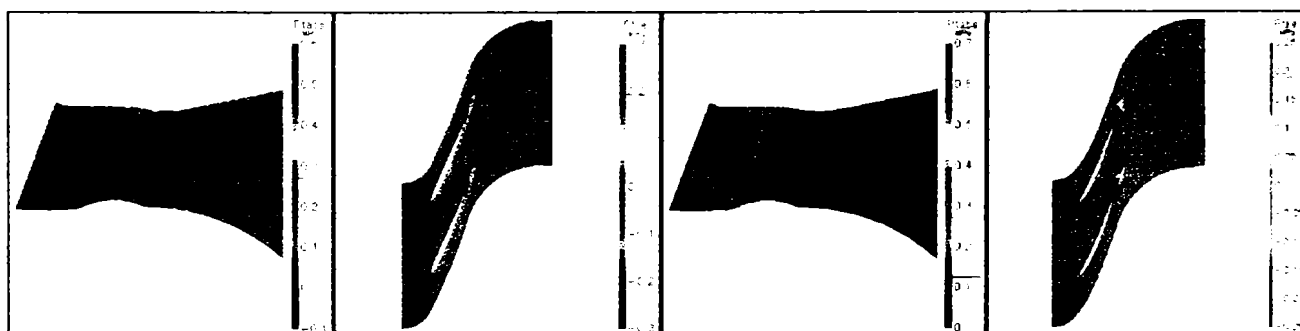
**5.3. Sinteză și concluzii**

Capitolul 5 se referă principal la optimizarea virtuală, care a constituit rațiunea implementării tehnicilor informatice moderne de simulare hidrodinamică. Sunt trecute în revistă cazurile care impun reproiectarea unui model, respectiv proiectarea unui model nou de turbină, precum și programele existente utilizabile pentru determinarea unor variante de componente de circuit hidraulic. Se iterează cazurile care apar uzual în practică de calcul a unui model nou, pomind de la un model existent, respectiv de la datele amenajării și sunt prezentate constrângerile care limitează optimizarea unor componente.

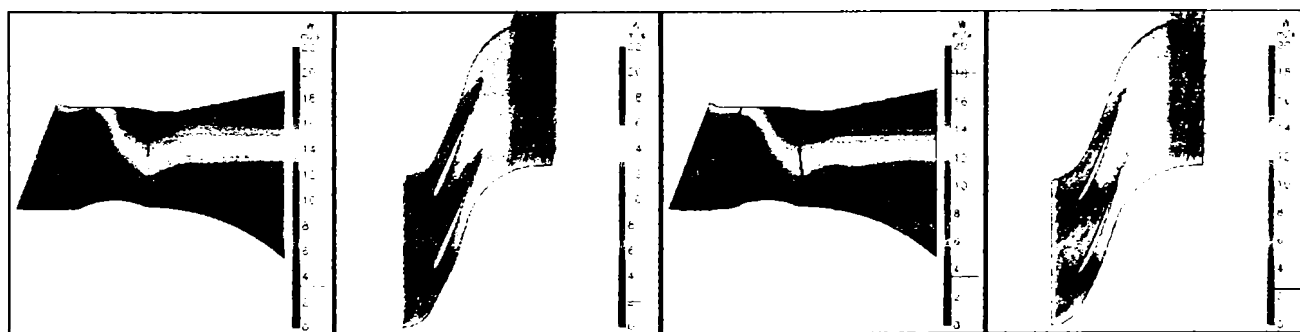
Subcapitolul 5.2. prezintă un exemplu de analiză comparativă a trei variante de rotor de model Kaplan utilizând relațiile clasice și modelarea hidrodinamică. Datorită faptului că toate cele trei variante sunt destinate unui circuit hidraulic cunoscut, iar prima varianta a fost încercată experimental, modelarea s-a realizat utilizând tehnica CFX-BladeGenPlus pentru varianta inițială și varianta a treia, diferită ca mod de abordare de celelalte două. Este studiată și pentru acest caz influența desimii rețelei de elemente finite, iar randamentul evaluat prin calcul este superior pentru varianta nouă. În **fig.5.3.1.** se prezintă rețelele de elemente finite pentru cele două variante, iar în **fig.5.3.2.** distribuția presiunii absolute și relative.



**a) Varianta inițială** **b) Varianta optimizată**  
**Fig.5.3.1. Rețelele de elemente finite optimizate pentru cele două rotoare**



**a) Varianta inițială** **b) Varianta optimizată**  
**Fig.5.3.2. Distribuția presiunii absolute, respectiv relative pentru cele două rotoare**



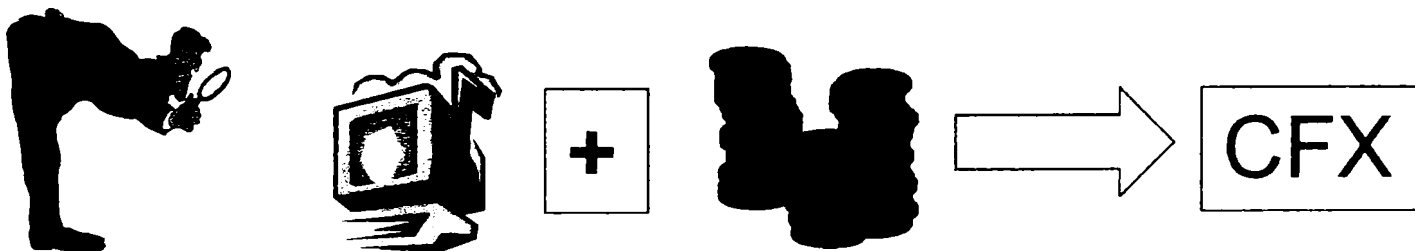
**a) Varianta inițială** **b) Varianta optimizată**  
**Fig.5.3.3. Distribuția vitezei relative pentru cele două rotoare**

## CAP.6. CONCLUZII

Prezenta TEZĂ a fost concepută în scopul de a aduce o contribuție la modernizarea activității de concepție a turbinelor hidraulice prin implementarea tehnicilor informatice de modelare numerică în dezvoltarea modelelor de turbine și reprezintă o sinteză a rezultatelor cercetărilor efectuate în acest sens de autorul lucrării.

Lucrarea pornește de la fundamentarea necesității introducerii în practica uzuală a cercetării aplicative pe modele de turbine hidraulice a tehnicilor informatice de modelare numerică. Se compară metoda tradițională de realizare a unui model (proiectare hidrodinamică, variante – execuție variante – experimentări variante – selecție variante optime) cu metoda de “proiectare în timp real” care exclude execuția unui număr ridicat de variante, realizând o optimizare virtuală imediat după faza de proiectare a variantelor pe baza informațiilor obținute din aplicarea unor tehnici moderne, constând în programe performante de simulare numerică a fenomenelor hidrodinamice care guvernează mașina. Pe plan mondial, metoda menționată este în curs de aplicare la marile firme constructoare de turbine hidraulice (VATech, Voith, etc.), permițând creșterea performanțelor energetice și cavitaționale ale mașinilor și reducerea costurilor de cercetare-dezvoltare. În România, această practică este folosită doar de curând, autorul prezentei TEZE coordonând implementarea ei în activitatea de concepție din punct de vedere hidrodinamic a turbinelor hidraulice din cadrul S.C. U.C.M REȘIȚA S.A.

**Încă din primul capitol al prezentei teze rezultă în mod clar caracterul profund interdisciplinar al lucrării,** pentru elaborarea ei efectuându-se cercetări care acoperă mai multe domenii ale științelor exacte, dar și evaluări de ordin economic. Se precizează clar factorii care condiționează utilizarea tehnicilor informatice moderne (existența bazei materiale adecvate materializată prin calculatoare performante, dar și ștanduri de încercări, existența potențialului uman și existența unei experiențe materializată în baze de date de tip “cataloge de modele”). Se stipulează clar și cantitativ criteriile de selecție a tehnicii de modelare din multitudinea programelor existente pe piață, în vederea implementării unor metode moderne, complexe. **Se consideră un element de noutate evaluarea cantitativă a fiecărui criteriu,** rezultatul acestei evaluări ducând la selecția pachetului de programe CFX (*fig.6.1*).



**Fig.6.1. Evaluarea cantitativă a criteriului tehnic și financiar la selecția pachetului CFD**

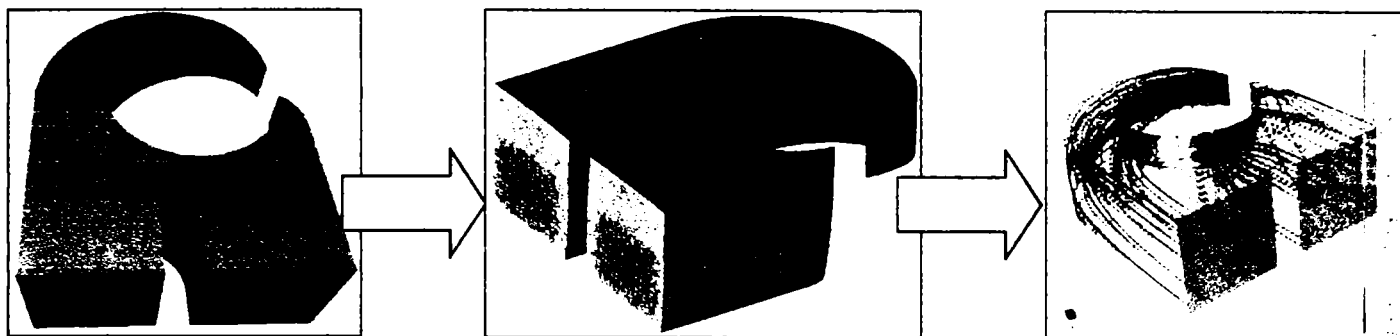
Sunt prezentate sumar facilitățile oferite de fiecare program constitutiv al pachetului și fluxul de informații între ele.

Capitolul următor prezintă aspecte teoretice legate de descrierea matematică a fenomenelor hidrodinamice care se desfășoară în turbinele hidraulice și posibilitățile de soluționare a sistemelor de ecuații rezultante. Se indică unele particularități specifice ale programului principal de analiză CFX- TASCflow.

Modul de implementare al tehnicilor de modelare este dezvoltat pe etape specifice, începând cu realizarea interfețelor CAD- programe de generare rețele de elemente finite, continuând cu specificul realizării de rețele de elemente finite de calitate până la aplicarea propriu-zisă a tehnicilor de analiză (*fig.6.2*). S-au prezentat și unele elemente privind controlul calității rețelelor de elemente finite generate.

Deși primele două etape ale procesului de implementare nu au o conexiune evidentă la specificul unei cercetări în domeniul mașinilor hidraulice, totuși prezentarea problematicii legată de aceste aspecte este esențială pentru o aplicare corectă a programelor de analiză. **Tratarea acestor probleme în mod etapizat și unitar în cadrul prezentei lucrări este o abordare nouă, complexă a modelării hidrodinamice în general,** prezentând elemente cheie pentru o modelare de calitate, indisolubil legate de obținerea de rezultate cât mai apropiate de realitate.

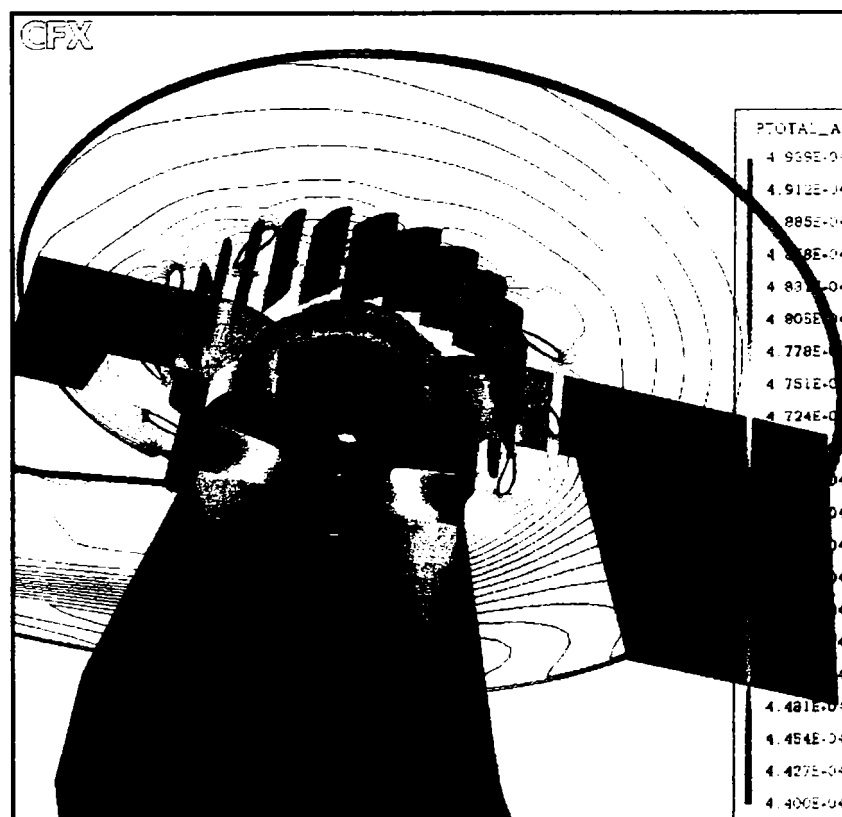




**Fig.6.2. Mod logic și unitar de implementare a tehnicii de modelare : CAD- REF- CFD**

Utilizarea tehnicii de modelare este exemplificată mai întâi prin explicitarea etapelor de aplicare ale programului CFX-BladeGenPlus pentru o aplicație concretă: analiza influenței modificării formei pintenului la un model de turbină Kaplan asupra câmpului de viteze și presiuni în vederea eliminării propagării în aval a unor vârtejuri generate de acesta. S-a putut demonstra că modificarea formei pintenului nu este necesară, aparatul director utilizat realizând o foarte bună uniformizare a curentului la intrarea în rotor.

Următorul exemplu de aplicare a tehnicii de modelare îl constituie studiul influenței poziției coloanelor statorice asupra comportării hidrodinamice a unei turbine Kaplan. S-au analizat două variante de dispunere a coloanelor, pentru a determina oportunitatea re poziționării lor în eventualitatea că în varianta inițială s-ar genera perturbări ale câmpului hidrodinamic care se propagă în aval. Rezolvarea problemei a fost posibilă doar după generarea unui program de calcul a performanțelor în limbajul ACL intern al programului CFX-TASCflow și modelarea comportării virtuale a întregii mașini pentru ambele variante de dispunere a coloanelor statorice. Ambele elemente prezintă un caracter de noutate, **modelarea ansamblului turbinei Kaplan de la secțiunea de intrare în camera spirală până la secțiunea de ieșire din tubul de aspirație fiind o premieră și poate fi considerată un succes remarcabil al cercetărilor desfășurate în perioada elaborării prezentei teze (fig.6.3).**



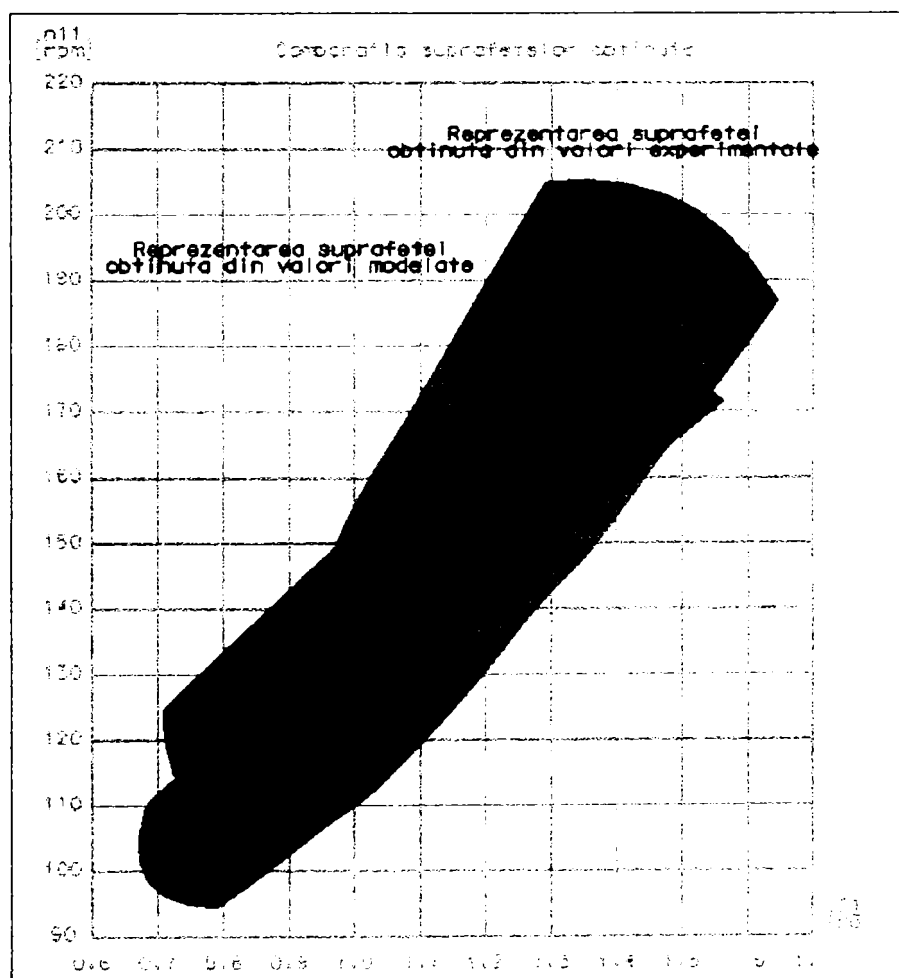
**Fig.6.3. Variația presiunii în circuitul hidraulic al unei turbine Kaplan**

Programul de calcul a permis determinarea randamentului pentru ambele variante. S-a putut demonstra că dispunerea inițială a coloanelor statorice nu generează modificări semnificative în câmpul hidrodinamic global al mașinii, iar diferența de randament calculată pentru cele două variante este nesemnificativă (0,8% la nivel de mașină industrială). Trebuie precizat că pentru regimul pentru care s-a realizat modelarea există date experimentale pe model în similitudine cu varianta inițială, care au confirmat corectitudinea rezultatelor modelării. Un calcul orientativ a arătat că oprirea grupurilor pentru re poziționarea unor coloane statorice ar genera pierderi de producție de energie care s-ar recupera printr-o producție datorită sporului de randament în câțiva ani, deci nici tehnic, nici economic nu se justifică acțiunea. **Rezultă că aplicarea metodelor numerice poate duce la rezultate aplicabile practic și care generează economii importante de bani și timp.**

Datorită faptului că pentru o evaluare pe baza metodelor CFD a performanțelor unei mașini se impune obținerea de rezultate cât mai exacte, s-a efectuat recalcularea unor date obținute experimental în ștandul de garanție al S.C. U.C.M. REȘIȚA S.A., utilizând programul de analiză CFX-BladeGenPlus. Practic s-au recalculat peste 130 de puncte rezultate în urma încercărilor energetice, iar randamentele obținute din calcul s-au comparat cu cele obținute experimental.

**Se subliniază faptul că analiza preciziei modelării prin prisma parametrului global care este randamentul are o valoare practică însemnată, ducând la o predicție rapidă a comportării energetice a modelului.**

S-au trasat curbele energetice primare virtuale și înfășurătorile lor, care au fost suprapuse peste curbele rezultate din încercări. S-a trasat o diagramă universală energetică virtuală care s-a suprapus peste diagrama universală rezultată experimental (*fig.6.4*). **Literatura de specialitate nu oferă comparații de acest tip sub forma prezentată în prezenta teză, acest mod de prelucrare și interpretare a rezultatelor fiind un mod original de abordare a problematicii legate de precizia tehnicilor de modelare.**



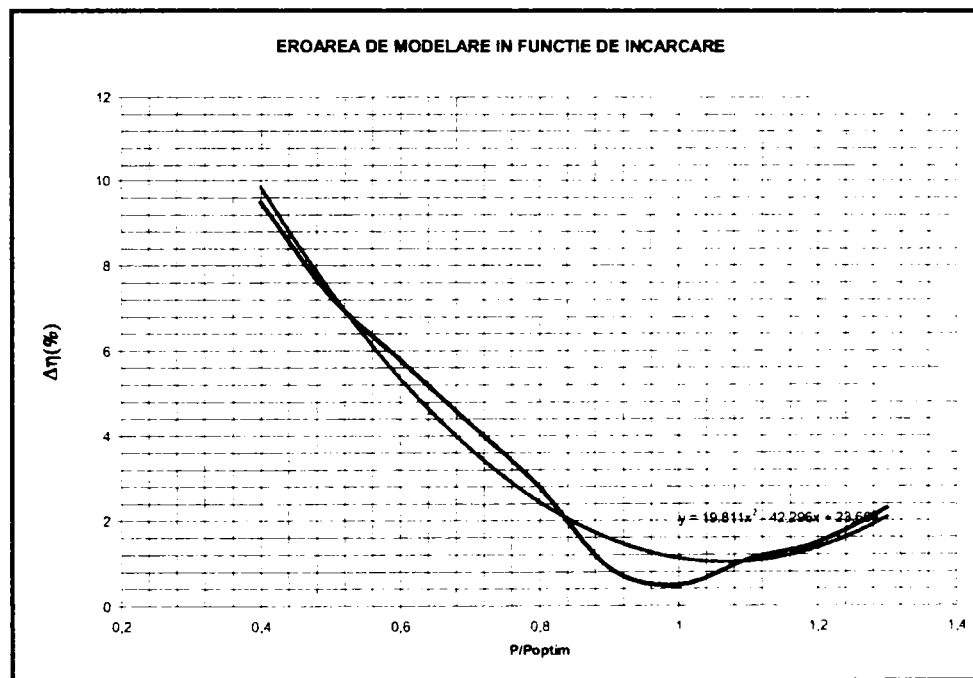
**Fig.6.4. Diagramă universală obținută prin modelare și experimental**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

S-au definit **eroarea absolută și relativă de modelare**, considerând drept referință valorile măsurate în ștand. Deși în literatura de specialitate se fac referiri asupra erorii de modelare, **modul de definire cantitativă a erorii dependent de valorile experimentale este o abordare nouă și reprezintă o contribuție personală a autorului lucrării în implementarea practică a tehnicilor de modelare în activitatea de concepție curentă.**

Erorile de modelare s-au reprezentat grafic pentru fiecare din cele trei deschideri ale rotorului pentru care s-a efectuat recalcularea, în funcție de deschiderea aparatului director. Acest parametru a fost considerat semnificativ, deoarece modelul a fost încercat la cădere constantă, variația debitului însemnând variația încărcării. **Stabilirea variabilei pentru reprezentarea evoluției erorii de modelare este de asemenea o abordare nouă, justificată științific și tehnic și de importanță practică considerabilă.**

**Din analiza evoluției erorilor s-a concluzionat că metoda de modelare este precisă în domeniul optimului, de o acuratețe acceptabilă pentru încărcări mai mari decât cele optime și insuficient de precisă pentru încărcările parțiale (fig.6.5).**



**Fig.6.5. Precizia tehnicii de simulare pentru un model de turbină Kaplan**

S-au analizat factorii care au determinat aceste rezultate, considerate nesatisfăcătoare în domeniul încărcărilor parțiale precum și posibilitățile de creștere a acurateței de modelare. Erorile provin pe de-o parte din tehnica de modelare utilizată, creată doar pentru elemente paletate, iar pe de altă parte din diferențele existente între modelul virtual analizat și modelul fizic încercat în ștand.

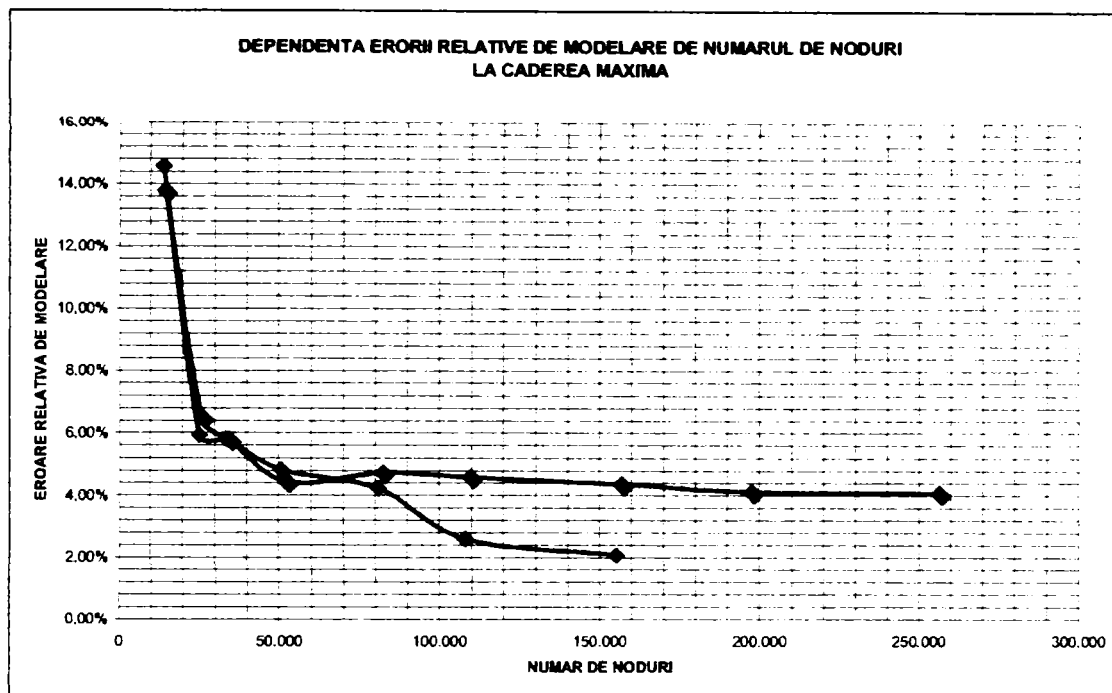
Reducerea erorilor de modelare și implicit creșterea preciziei de modelare a fost încercată prin mai multe metode.

O primă variantă luată în considerare a fost creșterea calității rețelelor de elemente finite generate automat de programul CFXBladeGenPlus, pe două căi:

- prin rafinarea rețelei (mărirea numărului de noduri),
- prin creșterea numărului de straturi de elemente de rețea O adiacente suprafeței paletelor (factorul IL)

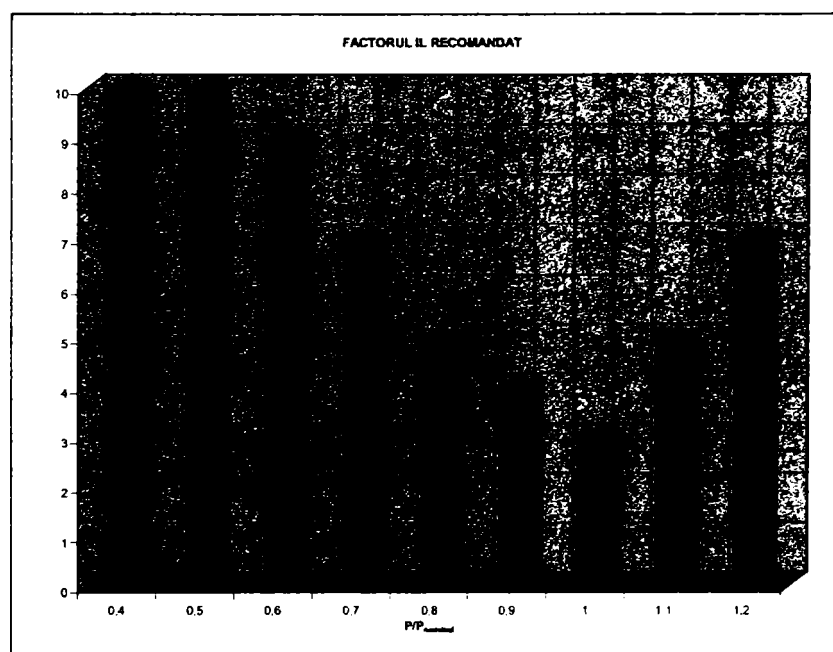
Realizând rulări repetate cu diverse valori ale factorului de rafinare s-a constatat că există o dependență a acurateței de finețea rețelelor de elemente finite, dar există o "limită de saturație", adică un punct în care soluția devine aproape independentă de rețea, timpul de calcul crește mult, dar precizia de modelare nu crește pe măsura acestui parametru. Rețelele de elemente finite grosiere reproduc fenomenul corect din punct de vedere calitativ, dar supraevaluează performanțele energetice ale modelului.

Există o limitare certă a utilizării acestei metode (**fig.6.6**), dată de creșterea timpului de calcul, dar și de imposibilitatea scăderii erorilor de modelare sub un anumit nivel. Timpul de calcul crește liniar cu creșterea factorului de rafinare, deci cu pătratul numărului de noduri.



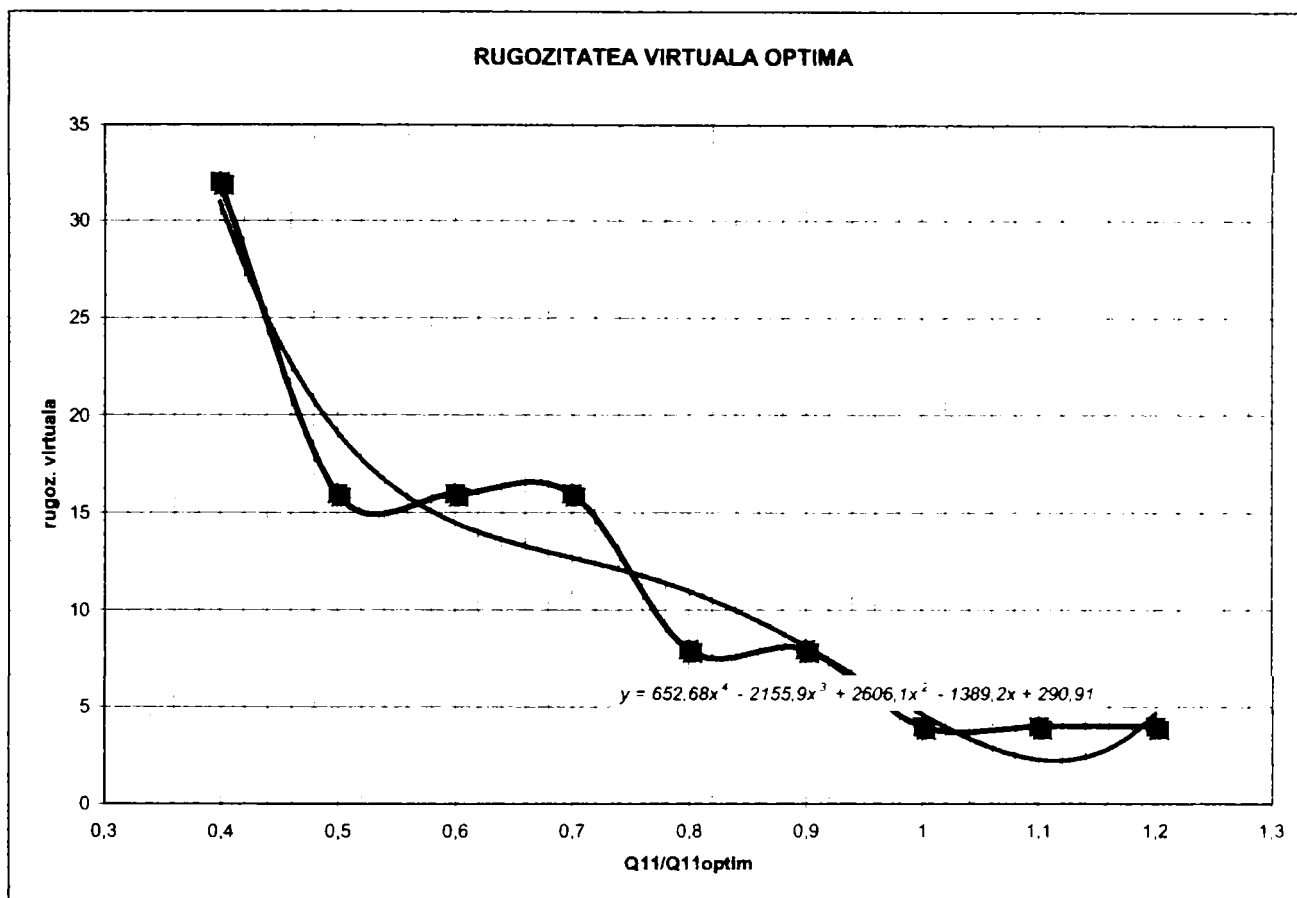
**Fig.6.6. Posibilitatea creșterii acurateții de modelare prin rafinarea rețelei**

O altă posibilitate de optimizare a rețelelor de elemente finite o constituie optimizarea numărului de straturi de rețele  $O$  adiacente suprafeței paletelor (variația factorului  $IL$ ). Creșterea factorului  $IL$  duce la o creștere liniară a numărului de noduri și deci la o creștere mai puțin importantă a duratei de calcul decât în cazul rafinării întregii rețele de elemente finite. Aplicarea metodei a dus la concluzia că eroarea de modelare poate fi corectată destul de semnificativ prin această metodă, pentru regimurile îndepărtate de optim recomandându-se valori mari ale factorului  $IL$ . Pentru regimurile apropiate de optim, creșterea excesivă a factorului  $IL$  duce la subevaluarea performanțelor energetice. Valorile recomandate pentru factorul  $IL$  sunt 3-5 pentru domeniul  $80-120\%P_{nominal}$ , respectiv 7-10 pentru celelalte domenii (**fig.6.7**).



**Fig.6.7. Valori recomandate ale numărului de rețele  $O$  (factorul  $IL$ )**

**A doua metodă de corecție a erorilor de modelare corelează idea că regimurile diferite de optim sunt caracterizate de fenomene de șoc, desprinderi, etc., care s-ar putea simula eventual printr-o creștere a rugozității, introducând noțiunea de rugozitate "virtuală" (artificială). Aceasta constituie un raport între rugozitatea înscrisă în proiect și rugozitatea introdusă în programul de modelare și s-a aplicat atât aparatului director cât și rotorului. Se consideră optimă adoptarea rugozității virtuale după diagrama din **fig.6.8**.**



**Fig.6.8. Rugozitatea virtuală optimă în funcție de debitul relativ**

Mărimea acesteia este determinată de regimul de funcționare și trebuie să țină cont și de influența camerei spirale, respectiv a tubului de aspirație, iar în lucrare s-au prezentat rezultatele modelării pentru mai multe variante de "rugozitate artificială". S-a remarcat pe parcursul analizelor că adoptarea de valori mari ale rugozității artificiale în regimuri apropiate de optim duc la subevaluarea comportării energetice.

Metoda permite creșterea acurateței de modelare dar **dezavantajul major** este că ea se poate aplica doar atunci când există rezultate experimentale pentru modele având camera spirală și tubul de aspirație în similitudine cu modelul pentru care se face corecția. Totuși reprezintă un instrument util atunci când este vorba de optimizarea rotorului unui model existent cu altul reproiectat în scopul creșterii performanțelor.

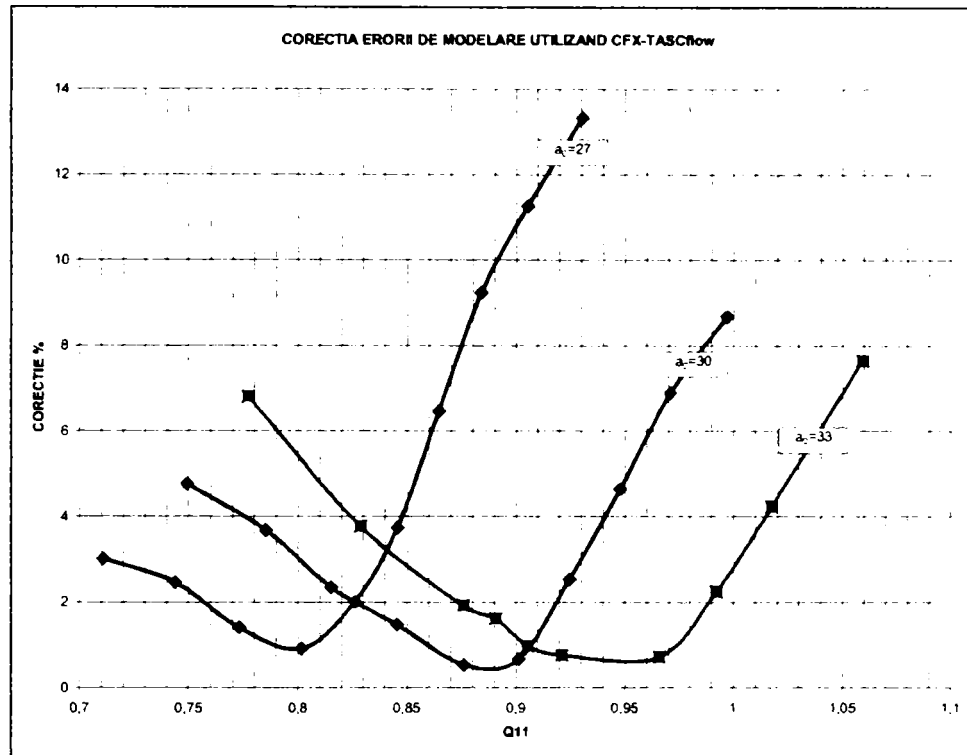
Având în vedere că rulările în CFX BladeGenPlus necesită pe un calculator performant timpi de calcul de ordinul minutelor, metoda este suficient de rapidă. **Este un mod de abordare original, fiind destinat obținerii rapide de rezultate suficient de precise, dar dependente de fiecare circuit hidraulic în parte.**

Rulările repetate realizate în cadrul analizei aplicabilității metodei au dus la concluzia că **nu frecarea lichidului cu frontierele solide generează cele mai importante pierderi.**

Coroborarea celor două prime metode poate duce la rezultate bune într-un timp rezonabil pentru un model cu rotor nou într-un circuit încercat experimental, dar nu cresc suficient de mult acuratețea modelării pentru modele noi, cu un circuit hidraulic diferit de cel al unui model existent. Suplimentar față de acest dezavantaj, nici una din metodele folosite nu anihilează complet tendința tehnicii de analiză de translatare a optimului către debite mai mari.

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

O altă variantă de creștere a acurateții de modelare analizată a fost utilizarea programului CFX-TASCflow pentru regimurile specifice încărcărilor parțiale. S-a constatat că această tehnică este mult mai precisă, dar pretinde durate de calcul substanțial mai mari. Corecția erorilor de modelare generate de aplicarea optimizată a programului de analiză rapidă prin tehnica de analiză detaliată sunt sintetizate în **fig.6.9**.



**Fig.6.9. Creșterea preciziei de modelare prin utilizarea programului de analiză detaliată**

Indiferent de metoda de modelare folosită, validarea finală a rezultatelor trebuie făcută prin comparație cu încercările experimentale. **Tehnicile de modelare NU înlocuiesc încercările experimentale în standuri precise și performante, dar reduc volumul lor și implică costurile aferente.**

Pentru justificarea acestei afirmații, **tabelul 6.1.** prezintă cheltuielile generate de execuția de precizie a modelelor și cheltuielile generate de încercările experimentale.

<b>Tabelul 6.1.</b>			
<b>Bugetul de cheltuieli pentru încercările pe model</b>			
Fazele încercărilor	Bugetul de cheltuieli pentru model de 300 mm	Bugetul de cheltuieli pentru model de 500 mm	Observații
	(\$ x1000 US)	(\$ x1000 US)	
<b>Execuția modelului:</b>			
Modelul de rotor	7	8	
Alte componente ale modelului (de ex. se presupune execuția tuturor)	28	37	
<b>Încercări pe model:</b>			
Încercări minime, doar minim de parametri (similitudine completă sau incompletă)	25	25	



**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

---

**Sintetizând cele prezentate în cadrul tezei de față se poate afirma:**

- Cercetările efectuate în perioada de pregătire a lucrării au dus la implementarea unor tehnici de modelare performante, la nivelul mondial al cunoștințelor în domeniu.
- Se sistematizează întreaga activitate legată de introducerea unei astfel de practici noi, de la stabilirea criteriilor de selecție până la optimizarea aplicării și folosirea pentru concepția în timp real a modelelor. Evaluarea cantitativă a ponderii diferitelor criterii de selecție este importantă mai ales atunci când se pune problema implementării altor tehnici informatice de calcul numeric.
- Se prezintă unele din rezultatele cercetărilor efectuate utilizând tehnicile de modelare numerică, menționând și avantajele economice pe care le prezintă folosirea acestor tehnici în practica de concepție. S-a studiat influența formei pintenului camerei spirale asupra câmpului hidrodinamic în rotor, respectiv influența poziției relative a coloanelor statorice asupra curgerii într-o turbină de tip Kaplan.
- Lucrarea indică și analizează unele metode de creștere a acurateții rezultatelor obținute prin aplicarea tehnicilor de modelare și realizează o validare a metodei pe baza rezultatelor experimentale obținute într-un ștand performant. Definierea cantitativă a erorilor se face în funcție randament, acesta reprezentând un parametru sintetic care caracterizează performanțele energetice ale unui model de turbină, iar ca referință sunt luate măsurătorile într-un ștand de garanție performant, corespunzător normelor codului CEI. Se propun metode de corecție a acurateții de simulare prin optimizarea rețelelor de elemente finite și metoda rugozității virtuale. Se indică domeniul de aplicabilitate a fiecărei tehnici de modelare în funcție de problema care necesită a fi cercetată.
- Se analizează posibilitățile de optimizare virtuală în faza de concepție a unui model nou, respectiv de modernizare a unui model existent și se prezintă rezultatele obținute prin reproiectarea un rotor de model Kaplan.
- Teza are un pronunțat caracter interdisciplinar și prezintă problematica modelării numerice a curgerii ca un tot unitar, indisolubil legat de alte aspecte specifice activității de concepție a turbinelor hidraulice.

**Autoarea multumeste tuturor celor care au sprijinit elaborarea acestei lucrări, considerând-o drept o continuare a vechilor relații de colaborare existente între S.C. U.C.M. REȘITA S.A. și Catedra de Mașini Hidraulice a Universității "Politehnica" din Timișoara și în același timp o contribuție la creșterea eficienței activității de cercetare în domeniul turbinelor hidraulice.**



**BIBLIOGRAFIE DE BAZĂ**

1. Ancușa, V. – ***Mecanica fluidelor și mașini hidraulice***, IPTV Timișoara, 1980
2. Anton, I. – ***Turbine hidraulice***, Editura Facla, Timișoara, 1979
3. Anton, I., Câmpian, C.V., Carte, I. – ***Hidrodinamica turbinelor bulb și a turbinelor-pompe bulb***, Editura tehnică, București, 1988
4. Anton, I. – ***Cavitarea***, Editura Academiei, București, 1985
5. Anton, I., Ancușa, V., Resiga, R. – ***Numerical simulation for fluid dynamics and magnetic liquids***, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2001
6. Aschenbrenner, T.,... – ***Numerical and Experimental Flow Analysis in a Kaplan Turbine***, Voith Hydro Publications, 1994
7. Bărglăzan, M. - ***Turbine hidraulice***, Editura Politehnica, Timișoara, 2001
8. Brambussche, R.v. – ***Perspective and Requirements for Design and Optimisation Systems*** - Proceedings of the CFX User Conference, Berchtesgaden, 2001
9. Bin, Zh., Hongde, J., Xingzhong, X. – ***Application of numerical methods in design of hydraulic machine blades***, Simpozionul Internațional de Mecanica și Ingineria Fluidelor, Beijing, sept.1996
10. Brekke, H. – ***Hydraulic machinery for improvement of the global enviromental systems***, Proceedings of the XVIIIth IAHR Symposium, 1999
11. Casey, M. – ***Quality and trust in CFD*** - Proceedings of the CFX User Conference, Berchtesgaden, 2001
12. Goede, E., ș.a. – ***Hydraulic design and development of propeller replacement runner for R.H.Saunders***, Waterpower '91
13. Goede, E. , ș.a. – ***The Use of Numerical Flow Visualisation in Hydraulic Turbomachinery Design***, European Convex User Conference 1990, Rotterdam, 1990
14. Haas, H., Riedel, N., Watzelt, Ch., Fernandez, A., Schilling, R. – ***Ein integriertes System der Stroemungsanalyse zur Nachrechnung der Beschau felungen hydraulischer Maschinen***, International Journal of Rotating Machinery, 1996, Vol.2, pp 139-148
15. Jaeger, E., Kachel, T., Göhringer, M., Schilling, R.- ***Theoretical and Experimental Flow Analysis in a High Specific Speed Francis Turbine*** - Proceedings of the VIIth IAHR Symposium, Trondheim, 1988
16. Jianu, S - ***Rezultate din cercetare experimentală a modelelor de turbine Francis de joasă cădere*** – Sesiunea festivă: "20 de ani de învățământ tehnic la Reșița", Reșița, 1993
17. Jianu, S.- ***Contributions concerning calculation of forces and torques appearing on the wicket gates ofhydraulic turbines***, Conferința HYDROTURBO, Brno, 1993
18. Jianu, S – ***Tendențe și perspective în cercetarea mașinilor hidraulice***, Simpoz.HIDROTIM, Timișoara, 2001
19. Jianu, S. -***Theoretical and experimental researches concerning influence of the draft tube on the performances of a small hydraulic turbine***, HYDROTURBO, Slovacia, oct.2001
20. Jianu, S. - ***Aplicarea unei tehnologii informatice de modelare numerică la evaluarea performanțelor energetice ale turbinelor axiale***, Conferința Hidroenergeticienilor, București, mai 2002
21. Jianu, S., Hău, A., Iavornic, C., Tudora,O. – ***First Results Obtained Using CFX Software for Prediction of Energetic Behaviour of Kaplan Turbine Runner***, Conferința Utilizatorilor CFX, Strasbourg, septembrie 2002

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

---

22. Jianu, S., Hău, A., Iavornic, C., Tudora, O., Lineschi M. - **Calibrarea unei tehnici de modelare hidrodinamică de predicționare a comportării energetice a unui model de turbină Kaplan pe baza rezultatelor încercărilor experimentale**, Simpozion HIDROINFORMATICA, Timișoara, 2002
23. Kubota, T., Han F. - **Effect of grid size in CFD code on flow through Francis Turbine**, Proceedings of the XIXth IAHR Symposium, Charlotte, 2000
24. Labrecques, Y., Tracy, Qc, Deschenes, C. - **Numerical simulation of a complete turbine**- Simpozion Lausanne 1996
25. Leidner, P. - **CFX TASCflow - An important tool in turbomachinery design within ALSTOM Power Technology**, CFX Update, nr.19/2000
26. Neury, C., Bottaro, A. - **Influence of Mesh Type in the Simulation of Hydraulic Machines** -Proceedings of the IXth IAHR Symposium, Belgrad, 1990
27. Niestroj, O. - **CFD in the Design Process** - Proceedings of the CFX User Conference, Berchtesgaden, 2001
28. Pejovic, St. - **Explicarea efectelor turbionului central**, Hydro Review, sept.2000
29. Popa, O. - **Mecanica fluidelor**, IPTV, Timișoara, 1980
30. Popa, O. - **Hidrodinamica rețelelor de profile**, IPVT, Timișoara, 1980
31. Preda, I. - **Centrale hidroelectrice și stații de pompare**, IPTV, Timișoara, 1990
32. Sallaberger, M., Sebestyen, A. - **Modern impeller design with consideration of non-uniform inlet flow field**, Proceedings of the XVIIIth IAHR Symposium, Valencia, 1996
33. Schilling, R., Liess, Ch., Göhringer, M. - **Theoretische und experimentelle Strömungsuntersuchungen in Kaplan turbinen**, Wasserwirtschaft 79 (1989) 2
34. Schilling, R.- **Rechnergestützte Entwicklung von hydraulischen Maschinen - Ein bedeutendes Ergebnis der Gemeinschaftsforschung**, Engineering Research, tom 60 (1994), nr.11/12
35. Schilling, R., Fernandez, A., Aschenbrenner, Th., Riedel, N., Bader, R.- **Echtzeitmethode zum Entwurf von Beschau felungen - Moeglichkeiten und Grenzen**. Pump Congress, Karlsruhe 1996
36. Schilling, R. - **Modernisierung de Wasserkraftanlagen am Beispiel von Francis und Kaplan Turbinen**, Elektrizitätswirtschaft, Jg 87 (1988), Heft 5
37. Schilling, R. - **Computer Aided Design - ein wertvolles Instrument zur hydrodynamischen Optimisierung der Beschau felungen hydraulischer Maschinen**, VDI Berichte nr.1127, 1994
38. Sporer, L., - **Wechselwirkungen in der Fluidstruktur in axialen Beschau felungen**, Teză de doctorat, TU München 1995
39. Watzelt, C., Riedel, N., Fernandez, A., Schilling, R. - **Real-Time Design of Hydraulic Machinery Bladings on a Parallel Environment System** - FED-Vol.227, Numerical Simulation in Turbomachinery, ASME, 1995
40. Vu, Th., Retieb, Ch - **Accuracy assesment of CFD tools in order to predict hydraulic turbine efficiency hill chart**, Proceedings of the XXIth IAHR Symposium, Lausanne, 2002
41. \*\*\* - **Code international concernant les essais de reception sur model des turbines hydrauliques**, B.C.C.E.I., Geneve, 1999
42. \*\*\*- Manuale de utilizare CFX
43. \*\*\*- Documentație internă S.C. U.C.M. REȘIȚA S.A.

## **BIBLIOGRAFIE SUPLIMENTARĂ**

1. Amorim, J.C.C. , Kueny, J.L. - **Numerical Simulation of Three Dimensional Flow Fields in Turbine Rotor Blades**, Proceedings of the XVIIIth IAHR Symposium, Beijing, 1994
2. Anton, I. Carte, I. - **The Finite Element Method and The Boundary Element Method In The Hydrodynamics of Axial Profile Cascades**, Conferința Hydroturbo 1989
3. Anton, I.- **Efectul de scală la turbinele Francis și Kaplan. Noi relații pentru calculul coeficienților  $v$ ,  $\delta_M$  și  $\delta_m$** , Academia Română, Seria IV, Tomul XX, 1997
4. Anton, I.- **Investigations on the Hydraulic losses in Francis and Kaplan Turbines**, Proceedings of the Vth International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, 2000
5. Anton, I. - **Energetic and cavitation Scale-up Effects in Hydraulic Turbines**, Editura "Orizonturi Universitare", Timișoara, 2002
6. Bărglăzan, M. – **Instabilities in Operation of Hydraulic Machinery**, Proceedings of the Vth International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, 2000
7. Bărglăzan, M. - **Transmisii hidrodinamice**, Editura "Politehnica", Timișoara, 2002
8. Bărglăzan, M. – **Mathematical Modelling and Operation Simulation of a Hydrounit**, Proceedings of the XXIth IAHR Symposium, Lausanne, 2002
9. Batta, I. - **Some Structural Problems of the Flow Pattern in the Impellers, Runners and Guide Vane Rings of Pumps, Fans and Hydraulic Turbines**, Proceedings of the 3rd Conference of Fluid Mechanics and Fluid Machinery, Budapesta, 1969
10. Burka, E.S., Fay, A. - **Pressure distribution measurements on the guide vanes of a model Kaplan turbine operating with air**, Proceedings of the 3rd Conference of Fluid Mechanics and Fluid Machinery, Budapesta, 1969
11. Brekke, H.- **Analysis of Losses in Hydraulic Turbines**, XVIIIth IAHR Symposium, Valencia 1998
12. Brekke, H. - **Review on Turbine Design**, Proceedings of the XXIth IAHR Symposium, Lausanne, 2002
13. Carafoli, E. - **Mecanica fluidelor**, vol.I, II, Ed. Academiei R.P.R., 1952
14. Câmpian, C.V., Jianu, S. - **Influența reducerii dimensiunilor de gabarit ale turbinelor Kaplan asupra proiectării hidrodinamice**, C.N.E., Neptun, 1992
15. Câmpian, C.V.; Zsembinszki, St., Jianu, S - **Rezultate din cercetarea experimentală a modelelor de turbine de joasă cădere**, C.N.E., Neptun, 1992
16. Ciocan, G.D., Desvignes, V., Combes, I.F., Parkinson, E. , Kueny, J.L. – **Experimental and Numerical Unsteady Analysis of Rotor-Stator Interaction in Pump-Turbine**, Proceedings of the XIXth IAHR Symposium, Singapore, 1998
17. Dadu, V., Neagoe, E., Beșleagă, D., Păunescu, E., Dărzan, C. – **The Influence of Stator Geometry For Flow Distribution Around Romanian Kaplan Runners**, Proceedings of the XXIth IAHR Symposium, Lausanne 2002
18. David, S., Toader, S., Bejan, I., Illyes, P., Jianu, S. – **New Tendencies in Research and Design Activity in the Domain of Hydroenergetic Equipment at SC UCMR SA Resita**, Proceedings of the Vth International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, 2000
19. Fletcher, C.A.J. - **Computational techniques for Fluid Dynamics**, "Springer" Verlag, Berlin, 1991

TEZĂ DE DOCTORAT  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în  
concepția turbinelor hidraulice**

---

20. Gaji, A., Ignjatovici, B., Predici, Z., Vuskovici, B. – ***Stresses of Kaplan Turbine Blade During Transients***, Proceedings of the XXIth IAHR Symposium, Lausanne 2002
21. Gheorghiu, M. - ***Studiul teoretic și experimental al caracteristicilor energetice ale rețelilor circulare de profile pentru aparate directoare de turbină***, Teză de doctorat, Timișoara, 1976
22. Gordon, L.J. - ***Installing hydro units in restricted spaces***, Water Power and Dam Construction, nr.12/1977
23. Gheorghiu, M. - ***Asupra domeniului optim de funcționare al aparatului director de turbine***, Conferința de Mașini Hidraulice, Timișoara, 1985
24. Hirsch, C. - ***Numerical Computation of Internal and External Flows***, Editura "John Wiley", New York, 1995
25. Hutton, S.P.; Fay, A. - ***Analysis of Efficiency Scale-Up for Hydraulic Machines***, Water Power and Dam Construction nr.6/1974
26. Jianu, S., Hopotă, A., Grando, I. – ***New Research Methods in the Domain of Hydraulic Machines Applied in the Research Department of SC UCM RESITA SA***, Proceedings of the Vth International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, 2000
27. Jukovski, N.E. - ***Lucrări științifice alese***, Ed. Academiei R.P.R., București, 1952
28. Karacsonyi, R. - ***Aspects of Dimensioning Hydroturbines***, Proceedings of the 3<sup>rd</sup> Conference of Fluid Mechanics and Fluid Machinery, Budapesta, 1969
29. Keck, H., Drtina, P., Sick, M. - ***Numerical Hill Chart Prediction by Means of CFD Stage Simulation for a Complete Francis Turbine***, Proceedings of the XVIIIth IAHR Symposium, Valencia 1998
30. Kovalev, N.N. - ***Ghidroturbinî***, Editura "Mașinostroenie" Leningrad, 1971
31. Kovalev, N.N. - ***Proiectivovanie ghidroturbin***, "Mașinostroenie", Leningrad, 1974
32. Krishna, R. - ***Hydraulic Design of Hydraulic Machinery***, Avebury, 1997
33. Kubota, T., Takami, Y., Man, F., Avellan, F. - ***Effect of Surface Roughness on Hydraulic Loss in Spiral case***, XIXth IAHR Symposium, Singapore, 1998
34. Lakshminarayana, B. - ***Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery***, Editura "John Wiley", New York, 1995
35. Lakshminarayana, B. - ***An Assessment of Computational Fluid Dynamic Techniques in the Analysis and Design of Turbomachinery***, J.F.E, September 1991
36. Lungu, A. - ***Numerical Simulation in Engineering***, NuSEng01, Editura "Academica", Galați, 2001
37. Muntean, S., Susan-Resiga, R., Anton, I. – ***3d Flow Analysis of the Gamm Francis Turbine for Variable Discharge***, Proceedings of the XXIth IAHR Symposium, Lausanne, 2002
38. Nechleba, M. – ***Hydraulic Turbines***, Editura "Artia", Praga, 1957
39. Pavel, D., Zarea, Șt. - ***Turbine hidraulice și echipamente hidroenergetice***, EDP, București, 1965
40. Preda, I. Stephenson, P., Păun, M. - ***An Analytical Method for Estimating Hydropower Plant Production***, Proceedings of the Vth International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, 2000
41. Raabe, J. - ***Hydraulische Maschinen und Anlagen***, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1968
42. Ruprecht, A. - ***Unsteady Flow Analysis in Hydraulic Turbomachinery***, Proceedings of the XXth IAHR Symposium, Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, 2000

43. Schilling, R., Aschenbrenner, R., Bader, P., Klement, R., Richter, R.- **Numerical Loss Analysis in Hydraulic Machinery**, XIXth IAHR Symposium, Singapore, 1998
44. Schilling, R. - **Rechnergestützte Entwicklung von Strömungsmaschinen** - Cours universitar, Facultatea de mecanică a TU München, anul universitar 1996-1997
45. Schilling, R., Riedel, N., Ritzinger, S. – **A Critical Review of Numerical Models Predicting the Flow Through Hydraulic Machinery Blading**, Proceedings of the XVIIth IAHR Symposium, Beijing, 1994
46. Schilling, R., Thum, S., Müller, N., Krämer, S., Riedel, N., Moser, W. – **Design Optimisation of Hydraulic Machinery Bladings by Multi Level CFD-Technique**, Proceedings of the XXlth IAHR Symposium, Lausanne 2002
47. Scholz, N. - **Aerodynamik der Schaufelgitter**, I.G. Braun, Karlsruhe, 1965
48. Sick, M., Doerfler, P., Sallaberger, M., Lohmberg, A., Casey, M. – **CFD Simulation of The Draft Tube Vortex**, Proceedings of the XXlth IAHR Symposium, Lausanne 2002
49. Simon, F., Schilling, R. -**Integriertes numerisches System für Entwurf und Fertigung von Komponenten von Strömungsmaschinen - Rechneranwendung in Fertigung und Montage**, Carl Hanser Verlag, München, 1987
50. Sus-Resiga, R., Muntean, S., Anton, I. – **Numerical Analysis of Cavitation Inception in Francis Turbines**, Proceedings of the XXlth IAHR Symposium, Lausanne 2002
51. Tanabe, S., Toshima, M., Tanaka, Y, Sato, J., Niikura, K. - **Experiences with Flow Analyses as Practical Design Tools** – Proceesinds of the XVIth IAHR Symposium, Sao Paolo, 1992
52. Voia, I. - **Valori experimentale ale momentelor hidraulice pe paletele directe ale turbinelor și turbinelor-pompe**”– Conferința de Mașini Hidraulice, Timișoara, 1985
53. Voia, I. - **Hidroinformatica: preocupări și direcții ale Asociației Internaționale de Cercetări Hidraulice** – Simpozion HIDROINFORMATICA, Timișoara 2002
54. Weinig, F. - **Die Strömung um die Schaufeln von Turbomaschinen**, Springer Verlag, Leipzig, 1935
55. Wislicemus, G.F. – **Fluid Mechanics of Turbomachinery**, Dover Publ.Inc., New York, 1965
56. Yao Zhi-min - **Selection of Flow Model for Guide Vane Casacade Calculation of Reversible Pump-Turbines**, Hydroturbo, 1989
57. Zhengw, W., Lingjiu, Z., Yuanfang, H. – **The Rotor-Stator Interaction Flow Simulation on Three Gorges Hydraulic Turbines**, Proceedings of the XXlth IAHR Symposium, Lausanne 2002

**ANEXA A – PROGRAM DE AUTOMATIZARE A RULĂRII CFX-BladeGen Plus**

```
rem bgbatch.exe -p "st_1.ppf" -o "apd_27_1.bg+" "apd_27t.bg+" "mas = 397.296"  
rem bggrid.exe "apd_27_1.bg+"  
rem bgsolve.exe -r -v -w "apd_27_1.ppf" "apd_27_1.bg+" "res = s"  
  
rem bgbatch.exe -p "apd_27_1.ppf" -o "rot_27_1.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 32.887094" "mas = 397.296" "wal = 3.2e-006"  
rem bggrid.exe "rot_27_1.bg+"  
rem bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_1.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "st_1.ppf" -o "apd_27_2.bg+" "apd_27t.bg+" "mas = 415.791"  
bggrid.exe "apd_27_2.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "apd_27_2.ppf" "apd_27_2.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "apd_27_2.ppf" -o "rot_27_2.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 37.459737" "mas = 415.791" "wal = 3.2e-006"  
bggrid.exe "rot_27_2.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_2.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "st_1.ppf" -o "apd_27_3.bg+" "apd_27t.bg+" "mas = 432.162"  
bggrid.exe "apd_27_3.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "apd_27_3.ppf" "apd_27_3.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "apd_27_3.ppf" -o "rot_27_3.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 432.162" "wal = 3.2e-006"  
bggrid.exe "rot_27_3.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_3.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "st_1.ppf" -o "apd_27_4.bg+" "apd_27t.bg+" "mas = 448.151"  
bggrid.exe "apd_27_4.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "apd_27_4.ppf" "apd_27_4.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "apd_27_4.ppf" -o "rot_27_4.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 46.858381" "mas = 448.151" "wal = 3.2e-006"  
bggrid.exe "rot_27_4.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_4.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "st_1.ppf" -o "apd_27_5.bg+" "apd_27t.bg+" "mas = 461.832"  
bggrid.exe "apd_27_5.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "apd_27_5.ppf" "apd_27_5.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "apd_27_5.ppf" -o "rot_27_5.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 461.832" "wal = 3.2e-006"  
bggrid.exe "rot_27_5.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_5.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "st_1.ppf" -o "apd_27_6.bg+" "apd_27t.bg+" "mas = 472.666"  
bggrid.exe "apd_27_6.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "apd_27_6.ppf" "apd_27_6.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "apd_27_6.ppf" -o "rot_27_6.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 56.127015" "mas = 472.666" "wal = 3.2e-006"  
bggrid.exe "rot_27_6.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_6.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "st_1.ppf" -o "apd_27_7.bg+" "apd_27t.bg+" "mas = 483.254"  
bggrid.exe "apd_27_7.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "apd_27_7.ppf" "apd_27_7.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "apd_27_7.ppf" -o "rot_27_7.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 60.822816" "mas = 483.254" "wal = 3.2e-006"  
bggrid.exe "rot_27_7.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_7.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "st_1.ppf" -o "apd_27_8.bg+" "apd_27t.bg+" "mas = 494.149"  
bggrid.exe "apd_27_8.bg+"  
bgsolve.exe -r -v -w "apd_27_8.ppf" "apd_27_8.bg+" "res = s"  
  
bgbatch.exe -p "apd_27_8.ppf" -o "rot_27_8.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 60.822816" "mas = 494.149" "wal = 3.2e-006"  
bggrid.exe "rot_27_8.bg+"
```

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_8.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "st\_1.ppf" -o "apd\_27\_9.bg+" "apd\_27t.bg+" "mas = 506.086"

bggrid.exe "apd\_27\_9.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "apd\_27\_9.ppf" "apd\_27\_9.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_9.ppf" -o "rot\_27\_9.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 70.076364" "mas = 506.086" "wal = 3.2e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_9.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_9.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "st\_1.ppf" -o "apd\_27\_10.bg+" "apd\_27t.bg+" "mas = 520.113"

bggrid.exe "apd\_27\_10.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "apd\_27\_10.ppf" "apd\_27\_10.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_10.ppf" -o "rot\_27\_10.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 74.757188" "mas = 520.113" "wal = 3.2e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_10.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_10.bg+" "res = s"

rem "Rugo 0.063"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_1.ppf" -o "rot\_27\_1\_63.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 32.887094" "mas = 397.296" "wal = 6.3e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_1\_63.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_1\_63.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_2.ppf" -o "rot\_27\_2\_63.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 37.459737" "mas = 415.791" "wal = 6.3e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_2\_63.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_2\_63.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_3.ppf" -o "rot\_27\_3\_63.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 432.162" "wal = 6.3e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_3\_63.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_3\_63.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_4.ppf" -o "rot\_27\_4\_63.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 46.858381" "mas = 448.151" "wal = 6.3e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_4\_63.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_4\_63.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_5.ppf" -o "rot\_27\_5\_63.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 461.832" "wal = 6.3e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_5\_63.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_5\_63.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_6.ppf" -o "rot\_27\_6\_63.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 472.666" "wal = 6.3e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_6\_63.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_6\_63.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_7.ppf" -o "rot\_27\_7\_63.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 60.822816" "mas = 483.254" "wal = 6.3e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_7\_63.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_7\_63.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_8.ppf" -o "rot\_27\_8\_63.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 60.822816" "mas = 494.149" "wal = 6.3e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_8\_63.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_8\_63.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_9.ppf" -o "rot\_27\_9\_63.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 70.076364" "mas = 506.086" "wal = 6.3e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_9\_63.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_9\_63.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_10.ppf" -o "rot\_27\_10\_63.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 74.757188" "mas = 520.113" "wal = 6.3e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_10\_63.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_10\_63.bg+" "res = s"

rem "Rugo 0.0125"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_1.ppf" -o "rot\_27\_1\_125.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 32.887094" "mas = 397.296" "wal = 12.5e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_1\_125.bg+"

bgsolve.exe -r -v -w "rot\_27\_1\_125.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd\_27\_2.ppf" -o "rot\_27\_2\_125.bg+" "rot\_0t.bg+" "rot = 37.459737" "mas = 415.791" "wal = 12.5e-006"

bggrid.exe "rot\_27\_2\_125.bg+"

**Drd.ing. SIGRID JIANU**

**Conducător științific: Prof.Dr.Ing. Mircea BĂRGLĂZAN**

**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

```

bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_2_125.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_3.ppf" -o "rot_27_3_125.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 432.162" "wal = 12.5e-006"
bggrid.exe "rot_27_3_125.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_3_125.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_4.ppf" -o "rot_27_4_125.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 46.858381" "mas = 448.151" "wal = 12.5e-006"
bggrid.exe "rot_27_4_125.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_4_125.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_5.ppf" -o "rot_27_5_125.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 461.832" "wal = 12.5e-006"
bggrid.exe "rot_27_5_125.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_5_125.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_6.ppf" -o "rot_27_6_125.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 472.666" "wal = 12.5e-006"
bggrid.exe "rot_27_6_125.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_6_125.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_7.ppf" -o "rot_27_7_125.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 60.822816" "mas = 483.254" "wal = 12.5e-006"
bggrid.exe "rot_27_7_125.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_7_125.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_8.ppf" -o "rot_27_8_125.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 60.822816" "mas = 494.149" "wal = 12.5e-006"
bggrid.exe "rot_27_8_125.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_8_125.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_9.ppf" -o "rot_27_9_125.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 70.076364" "mas = 506.086" "wal = 12.5e-006"
bggrid.exe "rot_27_9_125.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_9_125.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_10.ppf" -o "rot_27_10_125.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 74.757188" "mas = 520.113" "wal = 12.5e-006"
bggrid.exe "rot_27_10_125.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_10_125.bg+" "res = s"

rem "Rugo 0.025"

bgbatch.exe -p "apd_27_1.ppf" -o "rot_27_1_250.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 32.887094" "mas = 397.296" "wal = 25e-006"
bggrid.exe "rot_27_1_250.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_1_250.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_2.ppf" -o "rot_27_2_250.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 37.459737" "mas = 415.791" "wal = 25e-006"
bggrid.exe "rot_27_2_250.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_2_250.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_3.ppf" -o "rot_27_3_250.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 432.162" "wal = 25e-006"
bggrid.exe "rot_27_3_250.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_3_250.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_4.ppf" -o "rot_27_4_250.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 46.858381" "mas = 448.151" "wal = 25e-006"
bggrid.exe "rot_27_4_250.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_4_250.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_5.ppf" -o "rot_27_5_250.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 461.832" "wal = 25e-006"
bggrid.exe "rot_27_5_250.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_5_250.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_6.ppf" -o "rot_27_6_250.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 472.666" "wal = 25e-006"
bggrid.exe "rot_27_6_250.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_6_250.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_7.ppf" -o "rot_27_7_250.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 60.822816" "mas = 483.254" "wal = 25e-006"
bggrid.exe "rot_27_7_250.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_7_250.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_8.ppf" -o "rot_27_8_250.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 60.822816" "mas = 494.149" "wal = 25e-006"
bggrid.exe "rot_27_8_250.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_8_250.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_9.ppf" -o "rot_27_9_250.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 70.076364" "mas = 506.086" "wal = 25e-006"

```



**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

```
bggrid.exe "rot_27_9_250.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_9_250.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_10.ppf" -o "rot_27_10_250.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 74.757188" "mas = 520.113" "wal = 25e-006"
bggrid.exe "rot_27_10_250.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_10_250.bg+" "res = s"

rem "Rugo 0.050"

bgbatch.exe -p "apd_27_1.ppf" -o "rot_27_1_500.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 32.887094" "mas = 397.296" "wal = 50e-006"
bggrid.exe "rot_27_1_500.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_1_500.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_2.ppf" -o "rot_27_2_500.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 37.459737" "mas = 415.791" "wal = 50e-006"
bggrid.exe "rot_27_2_500.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_2_500.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_3.ppf" -o "rot_27_3_500.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 432.162" "wal = 50e-006"
bggrid.exe "rot_27_3_500.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_3_500.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_4.ppf" -o "rot_27_4_500.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 46.858381" "mas = 448.151" "wal = 50e-006"
bggrid.exe "rot_27_4_500.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_4_500.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_5.ppf" -o "rot_27_5_500.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 461.832" "wal = 50e-006"
bggrid.exe "rot_27_5_500.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_5_500.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_6.ppf" -o "rot_27_6_500.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 42.155141" "mas = 472.666" "wal = 50e-006"
bggrid.exe "rot_27_6_500.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_6_500.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_7.ppf" -o "rot_27_7_500.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 60.822816" "mas = 483.254" "wal = 50e-006"
bggrid.exe "rot_27_7_500.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_7_500.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_8.ppf" -o "rot_27_8_500.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 60.822816" "mas = 494.149" "wal = 50e-006"
bggrid.exe "rot_27_8_500.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_8_500.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_9.ppf" -o "rot_27_9_500.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 70.076364" "mas = 506.086" "wal = 50e-006"
bggrid.exe "rot_27_9_500.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_9_500.bg+" "res = s"

bgbatch.exe -p "apd_27_10.ppf" -o "rot_27_10_500.bg+" "rot_0t.bg+" "rot = 74.757188" "mas = 520.113" "wal = 50e-006"
bggrid.exe "rot_27_10_500.bg+"
bgsolve.exe -r -v -w "rot_27_10_500.bg+" "res = s"
```

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

**ANEXA B – PROGRAM DE CALCUL A RANDAMENTULUI (LIMBAJ ACL- CFX- TASCflow)**

```
Define Macro Hydraulic
-
if ( "$1" = 'help' )
-
echo *****
echo **
echo ** Nume: Hydraulic
echo **
echo ** Scop: Calcul parametri hidraulici turbine
echo **
echo ** Parametrii: nu
echo ** Axa de rotatie: Z
echo **
echo ** Author: S.JIANU
echo **
echo ** Mod.: 07.09.2002
echo **
echo *****
-
else
-
turbovel cvvalues=on
-
--Parametru
-
calc PI = 4.0 * ATan(1.0)
-
-
Define Parameter grav = 9.81
-
Define Parameter quiet = on
-
--Regiuni
-
-- Intrare in AD
-
Define Region sur_1 = inflow
-
-- Intrare in Rotor
-
Define Region sur_2 = inflow_r1
-
-- Iesire Rotor
-
Define Region sur_3 = outflow_r1
-
-- Alte regiuni
-
define region rot_wal = blade_r1 [,,1]:ow_r1_1 [,,1]:oe_r1_1 [,,1]:on_r1_1
append region rot_wal = [,,1]:os_r1_1 [,,1]:dns_r1_1 [,,1]:chann_r1_1
append region rot_wal = [,,1]:chans_r1_1 [9:,,1]:main_r1_1
define region gv_wal = blade hub shroud
-
--Macro Text
-
if (existparameter n_blade)
calc nbl_1 = n_blade
else
echo 'Introduceti nr. palete ale AD:'
input nbl_1
```

**Drd.ing. SIGRID JIANU**  
**Conducător științific: Prof.Dr.Ing. Mircea BĂRGLĂZAN**

**TEZĂ DE DOCTORAT**  
**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în**  
**concepția turbinelor hidraulice**

```
endif
if (existparameter n_blade_r1_1)
  calc nbl_2 = n_blade_r1_1
else
  echo 'Introduceti nr. Palete rotor:'
  input nbl_2
endif
-
-- Calcul pres. Statica pe suprafata si debit masic
-
calc p_1 = sum(area_bnd*_p@sur_1)/sum(area_bnd@sur_1)
calc mdot_1 = abs(sum(mass_boundary@sur_1)*nbl_1)
calc p_2 = sum(area_bnd*_p@sur_2)/sum(area_bnd@sur_2)
calc mdot_2 = abs(sum(mass_boundary@sur_2)*nbl_2)
calc p_3 = sum(area_bnd*_p@sur_3)/sum(area_bnd@sur_3)
calc mdot_3 = abs(sum(mass_boundary@sur_3)*nbl_2)
-
calc vdot_1 = mdot_1 * 3600 / density[2,2,2]
calc vdot_2 = mdot_2 * 3600 / density[2,2,2]
calc vdot_3 = mdot_3 * 3600 / density[2,2,2]
-
-- Calcul pres. totala abs. mediata
-
calc pta_1 = sum(mass_boundary*_ptotal_abs@sur_1) /sum(mass_boundary@sur_1)
calc pta_2 = sum(mass_boundary*_ptotal_abs@sur_2) /sum(mass_boundary@sur_2)
calc pta_3 = sum(mass_boundary*_ptotal_abs@sur_3) /sum(mass_boundary@sur_3)
-
-- Calcul pres. totala relativa radiata
-
calc ptr_1 = sum(mass_boundary*_ptotal_rel@sur_1) /sum(mass_boundary@sur_1)
calc ptr_2 = sum(mass_boundary*_ptotal_rel@sur_2) /sum(mass_boundary@sur_2)
calc ptr_3 = sum(mass_boundary*_ptotal_rel@sur_3) /sum(mass_boundary@sur_3)
-
--Viteza absoluta
-
calc c_1 = sum(mass_boundary*speed_abs@sur_1) /sum(mass_boundary@sur_1)
calc c_1a = sum(mass_boundary*speeda@sur_1) /sum(mass_boundary@sur_1)
calc c_1r = sum(mass_boundary*speedr@sur_1) /sum(mass_boundary@sur_1)
calc c_1u = sum(mass_boundary*speedt_abs@sur_1) /sum(mass_boundary@sur_1)
calc c_1m = sum(mass_boundary*speedm@sur_1) /sum(mass_boundary@sur_1)
-
calc c_2 = sum(mass_boundary*speed_abs@sur_2) /sum(mass_boundary@sur_2)
calc c_2a = sum(mass_boundary*speeda@sur_2) /sum(mass_boundary@sur_2)
calc c_2r = sum(mass_boundary*speedr@sur_2) /sum(mass_boundary@sur_2)
calc c_2u = sum(mass_boundary*speedt_abs@sur_2) /sum(mass_boundary@sur_2)
calc c_2m = sum(mass_boundary*speedm@sur_2) /sum(mass_boundary@sur_2)
-
calc c_3 = sum(mass_boundary*speed_abs@sur_3) /sum(mass_boundary@sur_3)
calc c_3a = sum(mass_boundary*speeda@sur_3) /sum(mass_boundary@sur_3)
calc c_3r = sum(mass_boundary*speedr@sur_3) /sum(mass_boundary@sur_3)
calc c_3u = sum(mass_boundary*speedt_abs@sur_3) /sum(mass_boundary@sur_3)
calc c_3m = sum(mass_boundary*speedm@sur_3) /sum(mass_boundary@sur_3)
-
-- Viteze relative
-
calc w_1 = sum(mass_boundary*speed@sur_1) /sum(mass_boundary@sur_1)
calc w_1u = sum(mass_boundary*speedt@sur_1) /sum(mass_boundary@sur_1)
-
calc w_2 = sum(mass_boundary*speed@sur_2) /sum(mass_boundary@sur_2)
calc w_2u = sum(mass_boundary*speedt@sur_2) /sum(mass_boundary@sur_2)
-
calc w_3 = sum(mass_boundary*speed@sur_3) /sum(mass_boundary@sur_3)
calc w_3u = sum(mass_boundary*speedt@sur_3) /sum(mass_boundary@sur_3)
-
--Viteze periferice
-
calc r = sqrt(x^2 + y^2)
calc speedu = omega[frame]*r
```

**Drd.ing. SIGRID JIANU**

**Conducător științific: Prof.Dr.Ing. Mircea BĂRGLĂZAN**

**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în  
concepția turbinelor hidraulice**

```

--
calc u_1 = avrg(speedu@sur_1)
calc u_2 = avrg(speedu@sur_2)
calc u_3 = avrg(speedu@sur_3)
--
--Raze
--
calc r_1 = avrg(1000.0*r@sur_1)
calc r_2 = avrg(1000.0*r@sur_2)
calc r_3 = avrg(1000.0*r@sur_3)
--
calc ome = omega[2]
if ($ome = 0)
  calc ome = omega[1]
endif
--
--Diametre
--
calc d_1 = 2.0 * r_1
calc d_2 = 2.0 * r_2
calc d_3 = 2.0 * r_3
--
--Unghi intrare
--
calc swirl_1 = sum(mass_boundary*speedt_abs*r@sur_1) /sum(mass_boundary@sur_1)
calc swirl_2 = sum(mass_boundary*speedt_abs*r@sur_2) /sum(mass_boundary@sur_2)
calc swirl_3 = sum(mass_boundary*speedt_abs*r@sur_3) /sum(mass_boundary@sur_3)
--
--Unghi alfa al paletei
--
calc alpha_1 = atan( C_1m / (C_1u + 1E-20)) * 180.0 / PI
calc alpha_2 = atan( C_2m / (C_2u + 1E-20)) * 180.0 / PI
calc alpha_3 = atan( C_3m / (C_3u + 1E-20)) * 180.0 / PI
--
-- Unghi alfa al paletei
--
calc beta_1 = abs(atan( C_1m / (W_1u + 1E-20)) * 180.0 / PI)
calc beta_2 = abs(atan( C_2m / (W_2u + 1E-20)) * 180.0 / PI)
calc beta_3 = abs(atan( C_3m / (W_3u + 1E-20)) * 180.0 / PI)
--
--Unghi beta al paletei
--
calc H12ges = (Pta_1 - Pta_2) / (grav * density[2,2,2])
calc H12stat = (P_1 - P_2) / (grav * density[2,2,2])
calc H12dyn = H12ges - H12stat
--
calc H23ges = (Pta_2 - Pta_3) / (grav * density[2,2,2])
calc H23stat = (P_2 - P_3) / (grav * density[2,2,2])
calc H23dyn = H23ges - H23stat
--
calc H13ges = (Pta_1 - Pta_3) / (grav * density[2,2,2])
calc H13stat = (P_1 - P_3) / (grav * density[2,2,2])
calc H13dyn = H13ges - H13stat
--
--Caderi teoretice
--
calc H23rel = (Ptr_2 - Ptr_3) / (grav * density[2,2,2])
--
calc H23theo = H23ges - H23rel
--
calc H23swirl = (swirl_2 - swirl_3) * ome / grav
--
--Coeficient de presiune
--
calc Psist_2 = 2.0 * grav * H23stat / (u_2^2)
calc Psist_3 = 2.0 * grav * H31stat / (u_2^2)
--
calc Psi_2 = 2.0 * grav * H23ges / (u_2^2)

```

**Contribuții privind implementarea tehnologiilor informatice de modelare numerică în concepția turbinelor hidraulice**

```

calc Psi_3 = 2.0 * grav * H13ges / (u_2^2)
-
calc Psitheo3= 2.0 * grav * H13theo / (u_2^2)
-
--Moment torsiune palete directoare
-
calc _tq@gv_wal = _p*area_wall_y*x-_p*area_wall_x*y
calc torque1_1 = -1.0*sum(_tq@gv_wal)
calc _tq@gv_wal = visc_bnd_fy*area_wall*x-visc_bnd_fx*area_wall*y
calc torque2_1 = -1.0*sum(_tq@gv_wal)
calc torque_1 = torque1_1+torque2_1
calc ntorque1_1 = torque1_1 * nbl_1
calc ntorque2_1 = torque2_1 * nbl_1
calc ntorque_1 = torque_1 * nbl_1
delete region gv_wal
-
--Cuplu Rotor
-
calc _tq@rot_wal = _p*area_wall_y*x-_p*area_wall_x*y
calc torque1_2 = -1.0*sum(_tq@rot_wal)
calc _tq@rot_wal = visc_bnd_fy*area_wall*x-visc_bnd_fx*area_wall*y
calc torque2_2 = -1.0*sum(_tq@rot_wal)
calc torque_2 = torque1_2+torque2_2
calc ntorque_2 = torque_2 * nbl_2
calc ntorque1_2 = torque1_2 * nbl_2
calc ntorque2_2 = torque2_2 * nbl_2
delete region rot_wal
-
--Putere
-
--Putere hidraulica
-
calc P23h = mdot_2 * grav * H23ges
calc P13h = mdot_1 * grav * H13ges
-
calc P23d = mdot_2 * grav * H23swirl
-
--Putere mecanica
-
calc Pm = abs(omega[2]) * ntorque_2
-
--Randament hidraulic / global izentrop
-
calc etahst23 = H23theo / H23stat
calc etahst13 = H23theo / H13stat
-
--Randament hidraulic / total izentrop
-
calc etah23 = H23theo / H23ges
calc etah13 = H23theo / H13ges
-
--Randament mecanic
-
calc etam23 = Pm / P23h
calc etam13 = Pm / P13h
-
--Randament AD
-
calc etagv = etam13 / etam23

```