



**Universitatea POLITEHNICA București**  
**Facultatea de Inginerie Aerospațială**  
**Școala Doctorală de Inginerie Aerospațială**



# **REZUMAT**

# **TEZĂ DE DOCTORAT**

**Contribuții privind studiul stabilității și menținerii performanțelor  
turbinelor axiale**

**Contributions regarding the study of axial turbines stability and  
performance enhancement**

**Autor: Ing. Răzvan NICOARĂ**

**Conducător de doctorat: Prof. dr. ing. Daniel CRUNȚEANU**

București, 2023



## CUPRINS

CAPITOLUL 1 - MOTIVAȚIA TEMEI ȘI OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT .....	3
Considerații generale .....	3
Motivație și obiective.....	4
Structura tezei .....	4
CAPITOLUL 2 - STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL TURBINELOR AXIALE CU GAZE..	5
Aspecte generale .....	6
Performanțele turbinelor axiale.....	7
Concluzii.....	9
CAPITOLUL 3 - MODEL MATEMATIC PENTRU STABILIREA PERFORMANȚELOR TURBINELOR AXIALE .....	10
Principii fundamentale ale destinderii în rețelele turbinei .....	10
Caracteristicile curgerii prin rețele la regimuri parțiale .....	12
Concluzii .....	16
CAPITOLUL 4 - METODOLOGIE DE CERCETARE A METODEI DE CONTROL A CURGERII ÎN REȚELELE PALETATE ALE TURBINELOR AXIALE .....	16
Definirea turbinei de referință.....	17
Definirea curgerii prin rețelele turbinei la regimul nominal.....	18
Definirea curgerii prin rețelele turbinei la regimul parțial.....	18
Stabilirea cazului simplificat 2D.....	19
Definirea matricei de experimentare.....	20
CAPITOLUL 5 -STUDIUL NUMERIC PRIVIND METODA DE CREȘTERE A PERFORMANȚELOR PRIN INECȚIE DE FLUID – MODEL 2D.....	21
Definirea cazurilor numerice cu inecție de fluid .....	22
Determinarea influenței unghiului de inecție.....	22
Determinarea influenței debitului de inecție.....	23
Determinarea influenței distanței axiale .....	24
Determinarea influenței diametrului orificiului de inecție .....	25
Determinarea influenței temperaturii fluidului de inecție.....	26
CAPITOLUL 6 - STUDIUL NUMERIC PRIVIND METODA DE CREȘTERE A PERFORMANȚELOR PRIN INECȚIE DE FLUID – MODEL 3D.....	26
Construcția modelului tridimensional.....	26
Influența diametrului fluidului de inecție .....	28
Influența numărului de orificii .....	30

Influența sistemului de injecție asupra altor regimuri parțiale.....	32
Concluzii.....	32
<b>CAPITOLUL 7 - VERIFICAREA METODEI DE ÎMBUNĂTĂȚIRE A PERFORMANȚELOR TURBINELOR AXIALE LA REGIMURI PARȚIALE .....</b>	<b>33</b>
Aplicarea sistemului de injecție pentru microturbină .....	33
Aplicarea sistemului de injecție pentru o turbină de mici dimensiuni.....	36
Concluzii.....	38
<b>CAPITOLUL 8 - DETERMINAREA REACȚIEI ANSAMBLULUI TURBOMOTOR LA ACTIVAREA SISTEMULUI DE INJEȚIE .....</b>	<b>38</b>
Determinarea regimului stabilizat după activarea sistemului de injecție.....	38
Determinarea regimului inițial prin reducerea debitului de combustibil .....	41
Concluzii.....	43
<b>CAPITOLUL 9 – CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI PERSPECTIVE DE VIITOR.....</b>	<b>44</b>
Concluzii generale .....	44
Contribuții personale.....	46
Direcții de cercetare în viitor .....	47
<b>CAPITOLUL 10 - BIBLIOGRAFIE .....</b>	<b>47</b>

## CAPITOLUL 1 - MOTIVAȚIA TEMEI ȘI OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

### Considerații generale

Propulsia aeronavelor este realizată în mare măsură prin utilizarea turbomotoarelor datorită multiplelor avantaje ale acestor sisteme cum ar fi: puteri mari raportate la masa sistemului, fiabilitate, costuri de întreținere scăzute, performanțe ridicate pe o gamă mare de altitudini și viteze de utilizare etc. Utilizările turbomotoarelor nu se limitează doar la industria aeronautică, datorită avantajelor menționate anterior acestea au fost și sunt utilizate cu succes și în alte industrii cum ar fi: propulsie terestră și marină, generarea de energie electrică, pomparea gazelor, stingerea incendiilor etc.

Turbomotoarele moderne trebuie astăzi să asigure performanțe ridicate și consumuri specifice de combustibil cât mai mici asigurând în același timp funcționarea eficientă pe o gamă largă de regimuri și condiții de funcționare. De-a lungul timpului creșterea performanțelor turbomotoarelor a fost posibilă atât prin optimizarea individuală a componentelor (compresor, cameră de ardere și turbină) dar mai ales prin optimizarea ciclului termodinamic, constând în creșterea temperaturilor și a presiunilor de lucru. Aceste creșteri au fost posibile prin avansuri tehnologice în domenii conexe cum ar fi tehnologia materialelor, combustie, curgeri prin canale, transfer de căldură și masă etc.

Un studiu al încărcărilor parțiale în intervalul 25-100% realizat pe o structură monorotor ilustrează influența acestora asupra randamentului compresorului și turbinei. (1) Pentru fiecare regim a fost determinată temperatura la intrarea în turbină, variația fiind prezentată în Figura 1.1. Se poate observa o scădere puternică a randamentului turbinei la regimuri scăzute, performanțele turbinei fiind puternic afectate de scăderea temperaturii la ieșirea din camera de ardere.

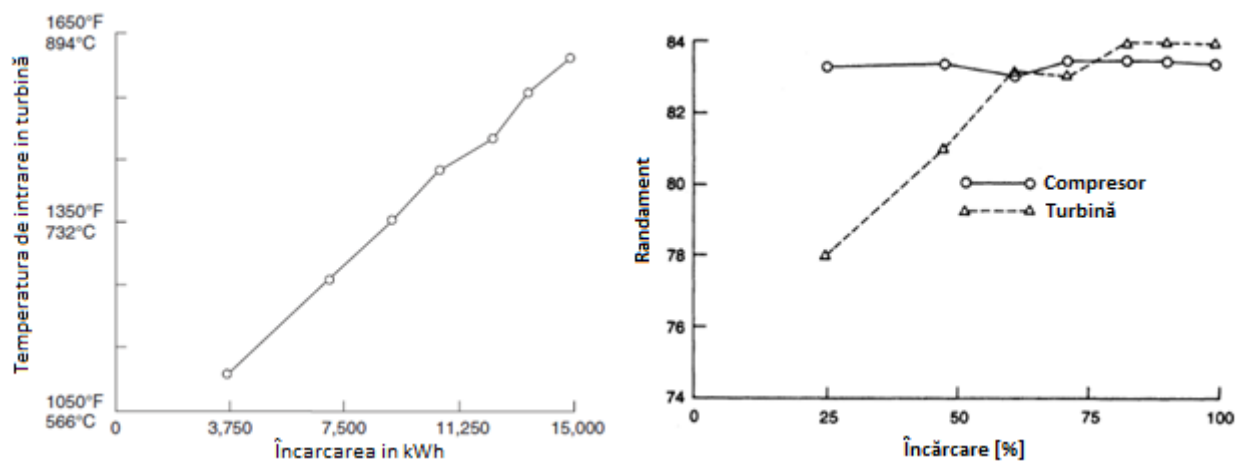


Figura 1.1. Variația temperaturii și a randamentelor turbinei și compresorului în funcție de încărcarea parțială (1)

În cazul motoarelor utilizate în aviație, funcționarea la regimuri parțiale este întâlnită în cazul rulării aeronavei către pista de decolare sau către zona de parcare, în cazul staționării pe pistă, atunci când motoarele funcționează la relanti, dar și în zbor în timpul procedurii de coborâre și aterizare. În aceste cazuri regimul motorului este scăzut, performanțele acestuia fiind mai mici. Dacă în cazul regimurilor parțiale în zbor (coborâre sau aterizare) performanțele mai scăzute afectează în principal consumul de combustibil în cazul regimurilor parțiale întâlnite la sol problema principală o constituie poluarea rezultată. Ca urmare a creșterii traficului aerian și a numărului de zboruri, timpii de așteptare pentru decolare au crescut, astfel motoarele funcționează la relanti o perioadă mai îndelungată, regim în care randamentul acestora este scăzut, rezultând o poluare crescută într-o zonă intens populată.

În cazul turbomotoarelor utilizate în propulsia marină funcționarea acestora la regimuri parțiale este des întâlnită, în cazul motoarelor de marș aceste regimuri putând fi menținute pentru intervale mari de timp (zeci de ore). Astfel consumul specific pentru aceste regimuri fiind unul mare. Un caz similar este întâlnit la turbomotoarelor utilizate pentru propulsia terestră, unde funcționarea la regimuri parțiale este des întâlnită.

### **Motivație și obiective**

Așa cum a fost menționat anterior, turbomotoarele au o utilizare largă în diferite industrii, fiind așteptat ca aceasta să crească în perioada următoare. Funcționarea acestor sisteme la regimuri diferite față de cele pentru care au fost proiectate determină o scădere a performanțelor ceea ce conduce la o creștere a consumului specific de combustibil și al poluării. O cauză a acestei scăderi este deteriorarea performanțelor turbinei determinată în principal de schimbarea parametrilor de intrare.

Se poate identifica astfel un neajuns mai puțin studiat al turbomotoarelor și al turbinelor utilizate și anume performanțele scăzute în cazul funcționării la regimuri diferite de cel nominal. Obiectivul general al acestei lucrări îl constituie studiul scăderii performanțelor turbinelor axiale din ansamblul turbomotorului și identificarea unei metode de atenuare a acestor neajunsuri.

### **Structura tezei**

Pentru îndeplinirea obiectivului general și a obiectivelor specifice, teza de doctorat **“Contribuții privind studiul stabilității și menținerii performanțelor turbinelor axiale”** este împărțită în 9 capitole la care se adaugă anexe și bibliografie, astfel:

- **Capitolul 1**, denumit **“Motivația temei și obiectivele tezei de doctorat”**, evidențiază motivele care au dus la începerea studiilor științifice în această direcție, și anume nevoia îmbunătățirii performanțelor turbomotoarelor la regimuri parțiale prin îmbunătățirea performanțelor turbinelor axiale la încărcări scăzute. De asemenea, în acest capitol este menționat studiul performanțelor turbinelor axiale și a metodelor de atenuare a scăderii acestora la regimuri parțiale ca fiind obiectivul general al tezei.

- **Capitolul 2**, denumit *“Stadiul actual în domeniul turbinelor axiale cu gaze”* prezintă un studiul asupra turbinelor cu gaze utilizate la momentul actual din punct de vedere al performanțelor acestora. Prin acest studiu s-a urmărit identificarea performanțelor și a soluțiilor existente motivând astfel necesitatea cercetărilor întreprinse în lucrarea de față.
- **Capitolul 3**, intitulat *“Model matematic pentru stabilirea performanțelor turbinelor axiale”* prezintă principiile fundamentale ale destinderii fluidelor în rețelele turbinelor axiale precum și caracteristicile curgerii la regimuri parțiale.
- **Capitolul 4**, intitulat *“Metodologie de cercetare a metodei de control a curgerii în rețelele paletate ale turbinelor axiale”* propune o metodă de creștere a performanțelor turbinelor axiale la regimuri parțiale prin injecție de fluid precum și o metodologie de cercetare a sistemului propus.
- **Capitolul 5**, intitulat *“Studiu numeric privind metoda de creștere a performanțelor prin injecție de fluid – model 2D”* prezintă studiul realizat conform metodologiei de cercetare propusă anterior pentru determinarea influenței diferiților parametri atât geometrici (ex. unghi de injecție, diametru orificiu, poziționare axială) cât și gazodinamici (de ex. temperatura și debitul fluidului de injecție). Studiul este realizat pe un model simplificat 2D reprezentativ pentru raza medie a turbinei de referință.
- **Capitolul 6**, intitulat *“Studiu numeric privind metoda de creștere a performanțelor prin injecție de fluid – model 3D”* prezintă continuarea studiului conform metodologiei propuse prin determinarea influenței parametrilor geometrici specifici pentru modelul tridimensional (ex. numărul de orificii). Tot în cadrul acestui capitol este stabilită metodologia de generare a sistemului de injecție, menționând pașii de generare a modelului numeric al statorului ce are în componența sa orificiile de injecție, precum și determinarea influenței sistemului de injecție pentru diferite regimuri parțiale.
- **Capitolul 7**, intitulat *“Verificarea metodei de îmbunătățire a performanțelor turbinelor axiale la regimuri parțiale”* prezintă o verificare a rezultatelor obținute prin aplicarea metodei de îmbunătățire a performanțelor pentru alte geometrii de turbină, cu dimensiuni diferite, la diferite regimuri parțiale.
- **Capitolul 8**, intitulat *“Determinarea reacției ansamblului turbomotor la activarea sistemului de injecție”* prezintă analiza influenței sistemului de injecție asupra regimurilor turbomotorului și asupra celorlalte componente din ansamblu. Analiza realizează determinarea regimului stabilizat după injecție și procesele necesare revenirii la regimul inițial.
- **Capitolul 9**, denumit *„Concluzii finale, contribuții originale și perspective de viitor”* prezintă concluziile finale ale lucrării, menționând contribuțiile originale în raport cu stadiul de dezvoltare existent la momentul actual în domeniul turbinelor cu gaze precum și direcțiile viitoare de cercetare pentru implementarea sistemului propus.

## **CAPITOLUL 2 - STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL TURBINELOR AXIALE CU GAZE**

Istoria dezvoltării turbinelor axiale este strâns legată de dezvoltarea motoarelor de aviație cu turbină cu gaze. În anul 1944 motorul Junkers Jumo 004 intră în producție de serie marcând începutul folosirii turbomotoarelor și implicit a turbinelor cu gaze în aviație, totodată a însemnat și începutul declinului motoarelor cu piston în această industrie. Datorită cerințelor impuse motoarelor de aviație, dezvoltarea turbinelor a continuat în direcția obținerii unor puteri mari folosind un număr redus de trepte (încărcare mare pe treaptă) și a creșterii eficienței. Turbinele axiale moderne folosite în motoarele de aviație au ajuns la un nivel tehnologic înalt; fluidele de lucru ce părăsesc camera de ardere pot avea temperaturi de până la 1700 °C, mult peste temperatura de topire a materialelor turbinei (2). În aceste condiții extreme rețelele turbinei operează cu eficiență ridicată chiar dacă sunt supuse la forțe centrifugale enorme, datorate rotațiilor ridicate, și la forțe de torsiune rezultate din schimbarea direcției fluidelor de lucru. Evoluția turbinelor este vizibilă și în ceea ce privește resursa acestora. Dacă primele turbine axiale utilizate în motoarele de aviație, aveau o resursă scăzută de câteva zeci de ore, în principal datorită materialelor folosite, în prezent resursa turbinelor este egală cu cea a motoarelor, putând atinge valori de 30000 ore.

### Aspecte generale

O schemă de principiu a unei turbine cu gaze axiale este prezentată în Figura **Error! eference source not found.** ce prezintă o secțiune printr-o turbină cu 3 trepte (Figura 2.1A) și o secțiune printr-o singură treaptă de turbină (Figura 2.1B). În această schemă a fost folosită notația „3T” pentru a simboliza intrarea în turbină, respectiv „4T” pentru ieșirea din turbina axială.

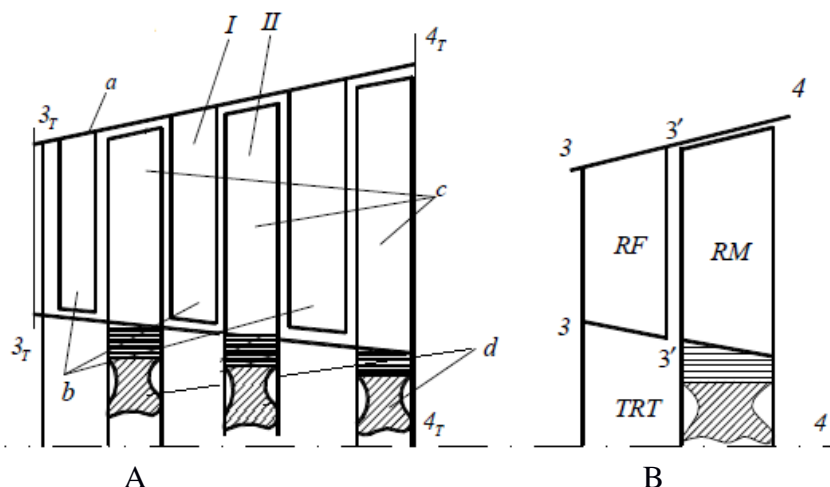


Figura 2.1. Schemă turbină axială cu: A - 3 trepte, B - o singură treaptă

În urma procesului de ardere, datorită căldurii degajate, energia potențială a fluidului crește foarte mult în timp ce energia cinetică rămâne scăzută din cauza vitezelor mici la ieșirea din camera de ardere. Astfel, pentru a extrage energie din fluidul de lucru și a o transmite mai departe, către compresor sau oricare alt consumator, turbina realizează transformarea energiei potențiale în energie cinetică (în rețeaua fixă) și apoi în lucru mecanic (în rețeaua mobilă).



Dacă proiectarea preliminară se face la raza medie a paletelor, prin stabilirea triunghiurilor de viteze, pentru profilarea rețelelor este necesară adăugarea componentei radiale. În cazul turbinelor cu înălțimi mici ale paletelor, variațiile parametrilor pe rază nu sunt semnificative, preferându-se în acest caz folosirea paletelor cilindrice (din motive tehnologice), în timp ce pentru ultimele trepte ale unei turbine de putere de exemplu, unde înălțimea paletelor este semnificativă, analiza la raza medie nu poate fi presupusă reprezentativă pentru secțiunile depărtate. Astfel, în secțiunile de la bază, vârf și un număr de secțiuni intermediare sunt stabilite triunghiurile de viteze conform unei legi de profilare

### Performanțele turbinelor axiale

Turbina, fiind o componentă elementară a turbomotoarelor, a fost subiectul numeroaselor studii în scopul îmbunătățirii performanțelor. De-a lungul timpului au fost dezvoltate diferite metode de proiectare și optimizare a treptelor de turbină. Introducerea metodelor numerice și a simulărilor de tip CFD (Computational Fluid Dynamics) a permis o mai bună predicție a curgerii prin rețele prin rezolvarea ecuațiilor de curgere pe toate direcțiile, incluzând astfel și curgerea pe direcție radială.

Performanțele turbinei, determinate teoretic sau experimental sunt prezentate sub forma unor caracteristici. În Figura 2.2 este prezentată caracteristica de putere a unei trepte axiale obținute teoretic folosind calcul numeric de tip CFD. Determinarea caracteristicilor pe baza calculului numeric de tip CFD a fost descrisă în (3) și (4). Se poate observa o scădere a condițiilor de intrare (debit redus) puterea dezvoltată de turbină, exprimată sub forma variației de entalpie specifică, are o scădere puternică.

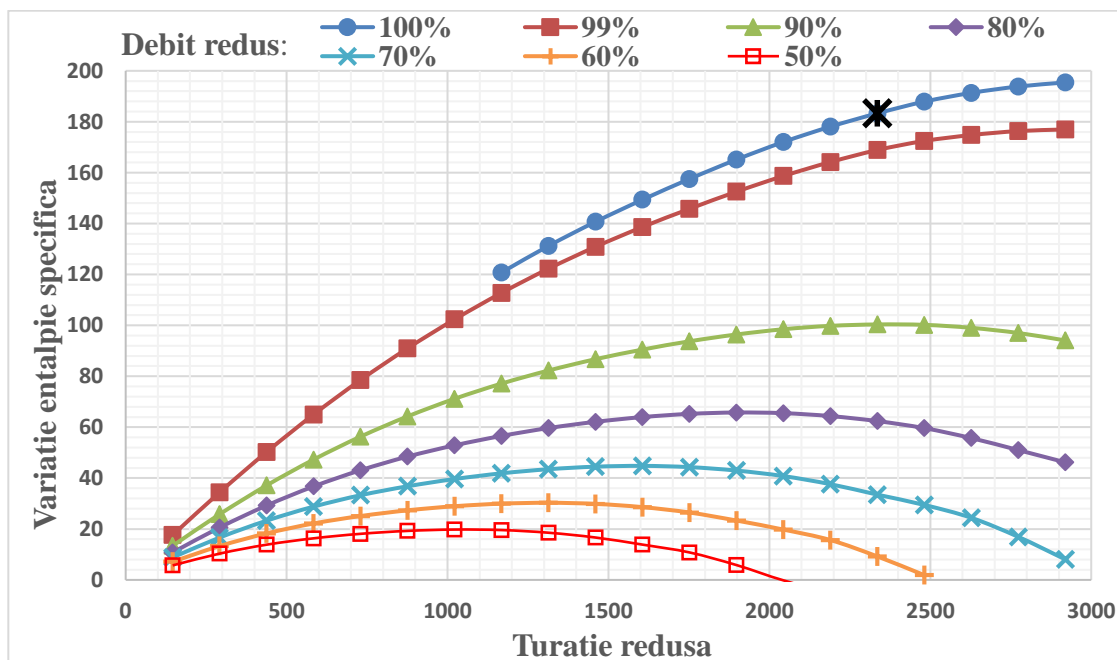


Figura 2.2. Caracteristica teoretică de putere a unei turbine axiale (3)

Studii asupra variației performanțelor turbinelor axiale au fost realizate în decursul timpului din dorința de a prezice comportamentul turbinei la diferite regimuri de lucru. Primul și cel mai cunoscut studiu în acest sens a fost realizat de către Ainley și Mathieson (5), prin care o metodă de calcul a performanțelor turbinei este propusă. O îmbunătățire a acestei metode a fost adusă de către Dunham. (6) Metoda se bazează pe aproximări empirice, rezultate din cercetarea experimentală a unui număr semnificativ de turbine axiale, pentru a determina diverși parametri.

Pentru determinarea performanțelor la regimuri parțiale, Petrovici și Reiss (7) au propus o metodă pe baza ecuațiilor de curgere și a metodei elementului finit. În lucrarea lor, cei doi autori propun calcularea prin metode numerice a pierderilor în treaptă prin intermediul unor coeficienți de pierdere cum ar fi: pierderea pe profil (profile loss), pierderi secundare, pierderi prin jocul la vârf și amestecarea liniilor de curent după bordul de fugă la regimuri parțiale. Modelele numerice pentru aceste pierderi sunt bazate pe studii existente în literatura de specialitate iar coeficienții sunt calculați folosind parametrii regimului parțial.

Întrucât performanțele turbinei scad la îndepărtarea de regimul nominal, a fost identificată nevoia adaptării turbinei la parametri de intrare, adică un control activ al curgerii prin palete. O soluție ce este folosită cu succes în cazul compresoarelor axiale este utilizarea geometriei variabile pentru secțiunea fixă, statorul. Brevetul pentru această invenție, depus în 1966, le revine lui Bell Clarence Edgar Le și Taub Alvin angajați ai General Electric (8). Chiar dacă această soluție a fost propusă de mai mult de 5 decenii, aceasta nu a putut fi implementată în cazul turbomotoarelor moderne ca urmare a temperaturilor extreme la intrarea în turbină, utilizarea mecanismelor reglabile fiind imposibilă fără afectarea fiabilității motorului.

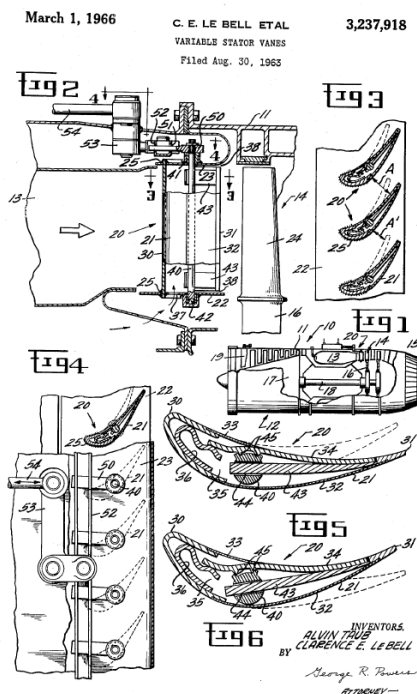


Figura 2.3. Brevet statori reglabili 1966 (8)

Alte metode de control activ al performanțelor turbinei au fost propuse de diversi autori. O metodă de îmbunătățire a performanțelor pe baza injectiei de fluid în stratul limită pe

extradosul paletelor a fost propusă având ca sursă de inspirație controlul activ utilizat în cazul aripilor aeronavelor pentru creșterea portanței și scăderea rezistenței la înaintare. Sistemul utilizează injecția unui jet de fluid pentru a accelera curgerea pe extradosul aripilor întârziind astfel apariția desprinderilor. Studiile au arătat că o creștere de 30% a eficienței aripilor este posibilă atunci când sistemul de injecție este completat de un proces de sucțiune în aval. (9), (10), (11), (12), (13), (14) și (15).

Studiile privind injecția fluidului în profilele turbinei au fost realizate cu scopul de a reduce pierderile de presiune. În lucrarea sa, McQuilling (16) a arătat că zona de separare a fluidului pe extradosul unei palete de turbină poate fi eliminată complet prin utilizarea unui sistem de injecție. Prin același studiu a fost demonstrat că debitul de fluid utilizat pentru injecție poate fi redus semnificativ dacă este utilizat un sistem pulsatoriu, dar eficiența acestuia este puternic influențată de frecvența jeturilor. Numeroase studii, printre care (17), (18) și (19), au arătat că prin utilizarea acestei metode desprinderile fluidului de pe extradosul profilelor pot fi controlate făcând utilizarea profilelor cu încărcare mare și foarte mare posibilă pentru diverse aplicații.

O abordare diferită dar cu același scop, acela de scădere a pierderilor cauzate de apariția desprinderilor pe extradosul paletelor, a fost întreprinsă de către Rohr și Yang (20). Autorii au realizat un studiu numeric în care au utilizat un sistem de injecție în zona bordului de fugă pe intrados pentru o turbină ce funcționează la regimuri parțiale. Prin injecția fluidului în canalul de lucru se obține o micșorare a secțiunii rezultând în gradienti de presiune mai mici reducând astfel zona desprinderilor de pe extradosul profilelor.

Studii similare au fost întreprinse de Postl (21), Galbraith (22), Gross (23), Balzer (24), Saavedra (25), (26), Nowak (27), Wang (28), Padilla (29), Martinez (30), Bernardini (31) etc.

Efectele injecției fluidului în rețelele fixe ale turbinei au fost intens cercetate în cadrul studiilor referitoare la metodele de răcire a paletelor prin peliculă de fluid (film cooling). Astfel, numeroase studii, printre care (32), (33), (34), (35), (36), (37) și (38), au investigat efectul direcției și a debitului de injecție, a diametrelor, distribuției și a numărului de orificii etc. Scopul injecției în cazul răcirii este formarea unei pelicule de fluid care protejează materialul paletei de temperaturile extreme și reducerea impactului fluidului injectat asupra curgerii prin rețea.

## Concluzii

Turbinele axiale au cunoscut un proces continuu de evoluție determinat de evoluția turbomotoarelor ca urmare a nevoii de îmbunătățire a performanțelor și de scăderea consumului de combustibil. Turbinele moderne funcționează astăzi la temperaturi și presiuni extreme atingând în același timp performanțe ridicate și fiabilitate crescută. Dacă performanțele acestor sisteme la regimul nominal, regimul la care sunt proiectate, sunt satisfăcătoare, la îndepărtarea de aceste regimuri, adică la funcționarea la încărcări parțiale, performanțele turbinelor scad puternic. O metodă de adaptare a regimului de curgere și a performanțelor turbinelor la aceste regimuri parțiale nu a fost identificată cu succes până la momentul actual, soluțiile propuse neputând fi implementate din considerente mecanice sau concentrându-se doar pe diminuarea unor pierderi.

Astfel, prezenta lucrare își propune identificarea unei metode de îmbunătățire a performanțelor acestor sisteme în funcție de regimul de funcționare.

### CAPITOLUL 3 - MODEL MATEMATIC PENTRU STABILIREA PERFORMANTELOR TURBINELOR AXIALE

#### Principii fundamentale ale destinderii în rețelele turbinei

Analiza fundamentală a extragerii lucrului mecanic în treapta de turbină se bazează pe ecuația lui Euler aplicată turbomașinilor, ce face legătura între variația vitezelor și lucrul mecanic produs. Curgerea prin rețelele turbinei are în general 3 componente, componenta axială  $C$ , componenta tangențială  $C_u$ , și componenta radială  $C_r$ . Componentele axiale și radiale ale vitezelor nu contribuie la transferul energiei în turbină, acestea fiind responsabile pentru debitul de gaze. În Figura 3.1 sunt prezentate triughiurile de viteze pentru o secțiune plană printr-o turbină axială cu o singură treaptă.

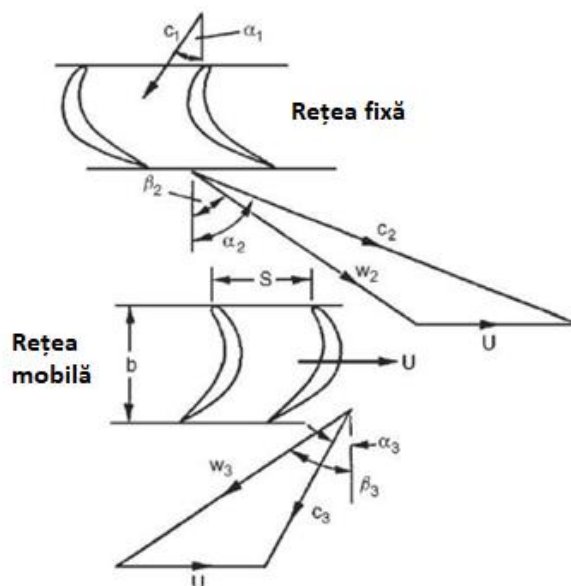


Figura 3.1. Distribuția vitezelor într-o treaptă de turbină axială (39)

Gazele de ardere cu o energie potențială ridicată (datorită presiunii și temperaturii ridicate) dar cu energie cinetică redusă (viteza la ieșire din camera de ardere este mică) sunt accelerate în rețeaua fixă, statorul având rolul de a transforma energia potențială în energie cinetică.

Extragerea energiei este realizată de către rețeaua mobilă. Astfel, energia cinetică este transformată în energie mecanică în rețelele rotorului. Extragerea lucrului mecanic se poate realiza în două moduri: prin schimbarea direcției de curgere a fluidului, o astfel de turbină este denumită turbină cu acțiune, sau prin accelerarea gazelor prin formarea unui canal convergent, turbina fiind în acest caz de tip reacțiune. În general sunt utilizate ambele metode de conversie a energiei, astfel rețeaua mobilă realizează atât schimbarea direcției de curgere cât și accelerarea fluidului.

În Figura 3.2 este prezentată evoluția fluidului de lucru prin treapta de turbină, evoluție descrisă în coordonate  $h$ - $s$ , entalpie – entropie. Este prezentată evoluția în rețeaua fixă (1-2) și în

rețeaua mobilă (2-3). Este prezentată de asemenea evoluția izentropică corespunzătoare acestora (1-2s) și (2-3s). Diagrama descrie grafic evoluția gazelor, astfel la intrarea în turbină energia cinetică este scăzută, fiind  $\frac{1}{2}C_1^2$ . Accelerarea în rețeaua fixă determină creșterea energiei cinetice la  $\frac{1}{2}C_2^2$ . La intrarea în rotor energia cinetică relativă este scăzută, așa cum se poate remarca din diagramă,  $\frac{1}{2}W_2^2$ , rotorul accelerând mai departe fluidul pentru a obține la ieșirea din rețeaua mobilă o energie cinetică relativă ridicată  $\frac{1}{2}W_3^2$ .

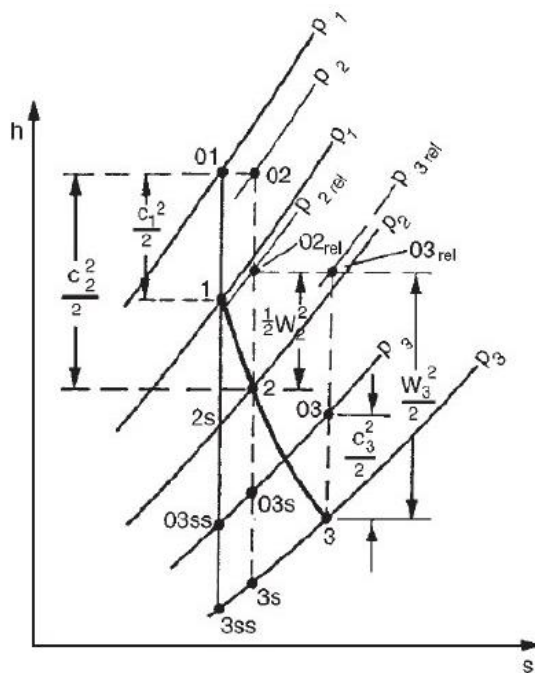


Figura 3.2. Evoluția fluidului de lucru în coordonate entalpie – entropie (39)

Tot din această diagramă se poate deduce că lucrul mecanic produs în timpul evoluției prin treapta de turbină este egal cu variația entalpiei totale.

$$W_x = h_{01} - h_{03} \quad (3.1)$$

, unde:  $W_x$  - lucrul mecanic;

$h_{01}$  - entalpia totală la intrarea în turbină;

$h_{03}$  - entalpia totală la ieșirea din treaptă;

În ipoteza unei viteze constante a paletelor și a unei raze constante de-a lungul rețelei mobile rezulta:

$$W_x = \frac{1}{2} [(W_3^2 - W_2^2) + (C_2^2 - C_3^2)] \quad (3.2)$$

Randamentul unei trepte de turbină se definește ca raportul dintre lucrul mecanic util (produs) și lucru mecanic disponibil (echivalent procesului izentropic).

$$\eta_{tt} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03ss}} = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} \left[ 1 - \left( \frac{p_{03}}{p_{01}} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (3.3)$$

, unde:  $\eta_{tt}$  reprezintă randamentul izentropic corespunzător procesului de destindere între presiunile totale la intrarea și ieșirea din turbină  $p_{01}$ , respectiv  $p_{03}$ .

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3ss}} = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} \left[ 1 - \left( \frac{p_3}{p_{01}} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (3.4)$$

### Caracteristicile curgerii prin rețele la regimuri parțiale

În condiții optime de funcționare, la regimul nominal, triunghiurile de viteze se formează în așa fel încât vectorul vitezei relative  $W_2$  este aliniat (sau realizează un unghi de incidență scăzut) cu bordul de atac al rotorului. Similar, vectorul vitezei absolute la ieșirea din rotor este aliniat cu rețeaua fixă corespunzătoare treptei următoare sau apropiat de direcția axială pentru a evita pierderile introduse de prerotirea fluidului în efuzor sau elementele din avalul treptei. În cazul regimurilor parțiale, datorită variației parametrilor de intrare (debit de fluid, presiune și temperatură), rezultând într-o variație a vitezelor de curgere, și a modificării vitezei de rotație a rețelei mobile, triunghiurile de viteze ce se formează diferă de cele realizate la regimul nominal iar alinierea curgerii la profilele turbinei nu se mai realizează. Apar astfel unghiuri de incidență diferite de cele prevăzute conducând astfel la introducerea unor pierderi suplimentare.

Un rol important în scăderea randamentului este reprezentat de distribuția triunghiurilor de viteze. În Figura 3.3 este prezentată variația triunghiului de viteze cu schimbarea vitezei de rotație.

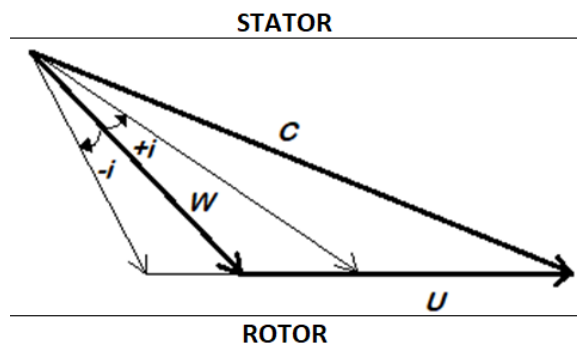


Figura 3.3. Variația incidenței ca urmare a schimbării vitezei de rotație

Vectorul vitezei absolute,  $C$ , este determinat de către unghiul de ieșire din stator și de parametrii la intrarea în turbină, astfel acesta nu este afectat de modificarea vitezei de rotație. Vectorul vitezei relative,  $W$ , va depinde astfel doar de modificarea turației, ce va conduce la modificarea incidenței la intrarea în rețeaua mobilă. O creștere a turației determină o scădere a

incidenței, aceasta putând fi chiar negativă. În mod asemănător scăderea vitezei de rotație, prin scăderea regimului de funcționare determină o creștere a incidenței.

În Figura 3.4 este prezentată variația unghiului de incidență la intrarea în rețeaua mobilă ca urmare a modificării vitezelor de curgere prin rețele. Creșterea gradului de destindere și a debitului de fluid prin treaptă conduce la o creștere a vitezei absolute. Se poate observa din figura anterioară că direcția vectorului vitezei absolute la ieșirea din stator,  $C$ , nu se modifică deoarece această direcție este stabilită de geometria statorului. Modificarea incidenței este determinată în acest caz de către creșterea vitezei absolute rezultând, prin compunerea vectorilor, o modificare a incidenței. Creșterea vitezelor determină o incidență pozitivă în timp ce scăderea acesteia determină o incidență negativă.

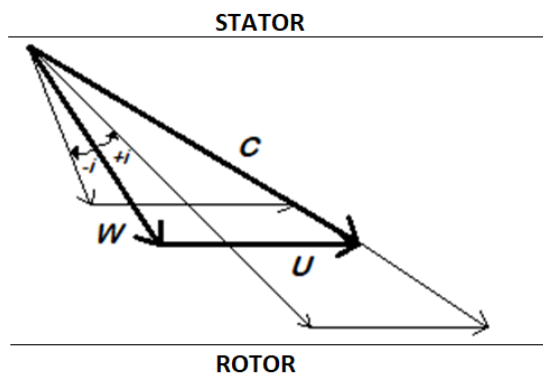


Figura 3.4. Variația incidenței ca urmare a schimbării vitezei de curgere

O metodă de a determina pierderile introduse de modificarea incidenței la regimuri parțiale a fost introdusă de Mukhtarov și Krichakin (40). Aceștia au propus o metodă empirică de determinare a pierderilor de profil și a pierderilor datorate curgerilor secundare. Această metodă poate fi aplicată pentru profile subsonice și transonice. Astfel, pierderile de profil la orice incidență au fost definite ca în relația (3. 5):

$$(1 - \Phi^2)_p = (1 - \Phi^2)_{p,des} + \Delta(1 - \Phi^2)_p \quad (3. 5)$$

,unde:  $(1 - \Phi^2)_{p,des}$  - pierderile pe profil la unghiul de curgere prevăzut în proiectare;

$$\begin{aligned} \Delta(1 - \Phi^2)_p = & \frac{A}{\left(\frac{D_{LE}}{s}\right)^{0.67}} \left[ \left( \frac{\cos\alpha_{b2}}{\cos\alpha_1} \right)^2 \left( \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2} \right)^{\frac{k-1}{k+1}} - \left( \frac{\cos\alpha_{b2}}{\cos\alpha_{1,des}} \right)^2 \left( \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_{1,des}^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2} \right)^{\frac{k-1}{k+1}} \right] \\ & + \frac{B}{\left(\frac{D_{LE}}{s}\right)^{0.67}} \left( \frac{\cos\alpha_{b2}}{\cos\alpha_1} \right)^2 \left( \frac{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2} \right)^{\frac{k-1}{k+1}} \sin^2(\alpha_1 - \alpha_{1,des}) \end{aligned} \quad (3. 6)$$

, pentru:  $\alpha_1 > \alpha_{1,des}$ ,  $A = 0.024$  și  $B = 0.144$  iar pentru  $\alpha_1 < \alpha_{1,des}$ ,  $A = 0.0007$  și  $B = 0.206$

In formula (3. 6) au fost făcute următoarele notații:

-  $D_{LE}$  - diametrul bordului de atac;

- $\alpha_{1,des}$  - unghiul vitezei la regim nominal;
- $\alpha_{b2}$  - unghiul de așezare a profilului la ieșirea din rețea;

Pierderile datorate curgerilor secundare pentru orice incidență se calculează astfel:

$$(1 - \Phi^2)_s = (1 - \Phi^2)_{s,des} + \Delta(1 - \Phi^2)_s \quad (3.7)$$

,unde:  $(1 - \Phi^2)_{s,des}$  - pierderile datorate curgerilor secundare la unghiul de curgere prevăzut în proiectare;

$$\Delta(1 - \Phi^2)_s = (1 - \Phi^2)_{s,des}(5.6\chi + 76\chi^2 + 400\chi^3) \quad (3.8)$$

,unde:

$$\chi = \frac{\alpha_1 - \alpha_{1,des}}{180 - (\alpha_1 + \alpha_{b2})} \left( \frac{\cos\alpha_{b2}}{\cos\alpha_{1,des}} \right)^2 \quad (3.9)$$

, formula fiind valabilă pentru  $-0.15 \leq \chi < 0.15$ .

O altă metodă de a aproxima pierderile introduse de modificarea incidenței a fost propusă de Ainley și Mathieson (5). Această metodă se bazează pe estimarea incidenței pozitive care a fost corelată cu raportul pas/coardă și unghiurile de curgere la ieșire și la intrare în rețea. Incidența se calculează conform relației următoare:

$$i_s = i_s(s/c = 0.75) + \Delta i_s \quad (3.10)$$

,unde:  $i_s$  - unghiul de incidență critic, definit ca acel unghi la care pierderile de profil sunt duble față de cazul incidenței nule;

$i_s(s/c = 0.75)$  - unghiul de incidență criticcorespunzător unei rețele cu  $s/c = 0.75$ ;

$\Delta i_s$  - unghiul indus al fluxului de gaze, se calculează utilizând graficul din Figura 3.5.

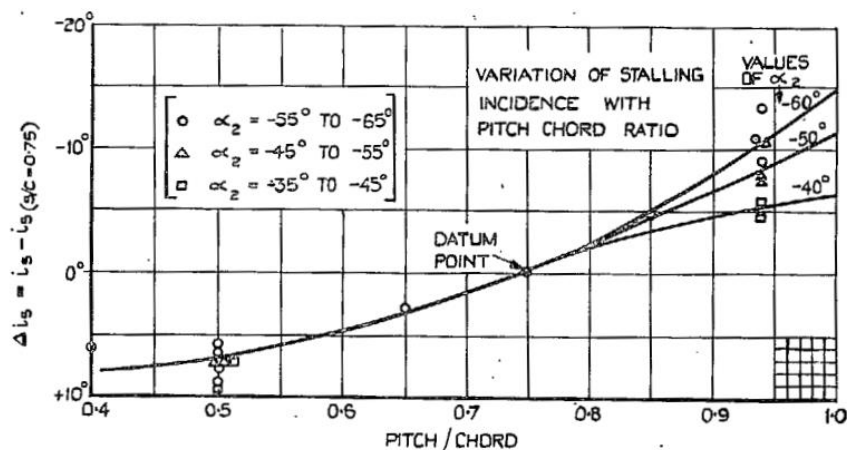


Figura 3.5. Variația dintre unghiul de incidență al rețelei reale și unghiul de incidență al unei rețele cu  $s/c=0.75$  (5)

Unghiul de ieșire din rețea este determinat utilizând graficul din Figura 3.6 iar cu această valoare este mai apoi utilizată pentru a determina incidența critică pentru o rețea cu  $s/c=0.75$  utilizând graficul din Figura 3.7.



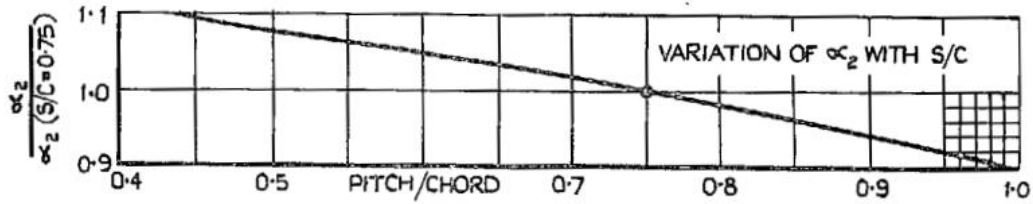


Figura 3.6. Variația unghiului de ieșire a gazelor din rețea în funcție de raportul  $s/c$  (5)

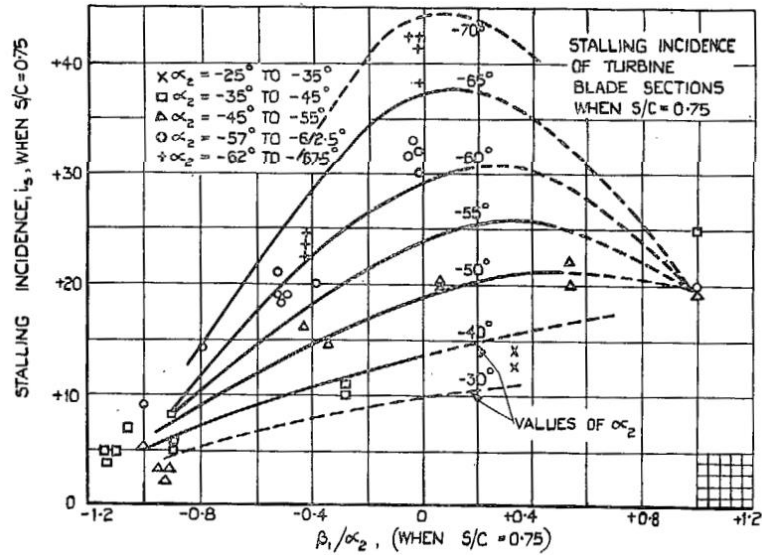


Figura 3.7. Variația unghiului de incidență critic pentru o rețea cu  $s/c=0.75$  (5)

Determinarea pierderilor de profil se realizează prin determinarea raportului dintre acestea și pierderile de profil la incidență 0 considerând  $Re = 2 \times 10^5$  și  $M < 0.5$ . Variația acestui raport cu incidența relativă, raportul  $i/i_s$ , este prezentată în Figura 3.8.

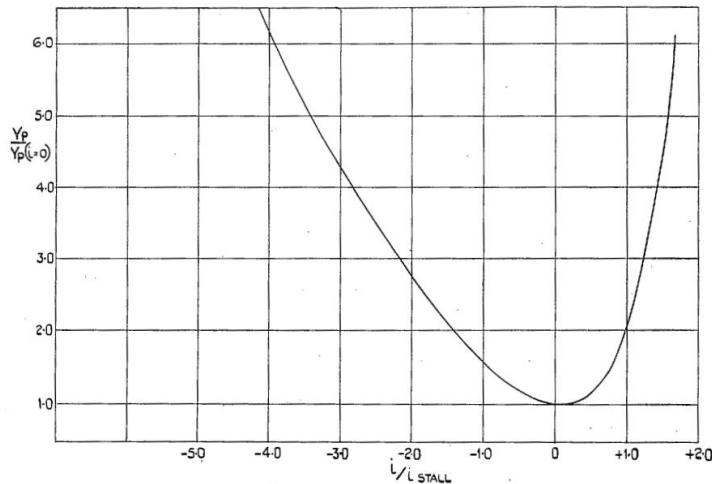


Figura 3.8. Variația pierderilor de profil cu incidența (5)

## Concluzii

Funcționarea turbinei la regimuri parțiale de lucru determină o schimbare a triunghiurilor de viteze pe toată înălțimea paletelor în cele 3 secțiuni de interes. Această modificare este cauzată de schimbarea parametrilor gazodinamici la intrarea în turbină dar și de schimbarea vitezei de rotație ca urmare a modificării sarcinii consumate de compresor sau un alt consumator. Deoarece geometriile profilelor celor două rețele sunt fixe (nereglabile) puterea dezvoltată de turbină este determinată, conform ecuației Euler, de triunghiurile de viteze rezultate.

Se poate identifica astfel nevoia controlului triunghiurilor de viteze la regimuri parțiale pentru a crește puterea dezvoltată de turbină la regimurile respective. În această lucrare este propusă o metodă de creștere a performanțelor la regimuri parțiale prin creșterea vitezei la ieșirea din rețeaua fixă la regimurile pentru care este aplicată. Prin injecția fluidului se urmărește micșorarea secțiunii de trecere la ieșirea din stator pentru a accelera fluidul de lucru ceea ce determină o creștere a puterii dezvoltate de rotor conform ecuației Euler. O schemă a sistemului de injecție propus este prezentată în Figura 3.9.

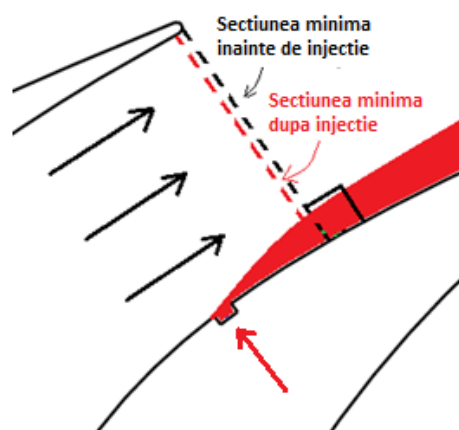


Figura 3.9. Schema sistem de injecție rețea fixă

## CAPITOLUL 4 - METODOLOGIE DE CERCETARE A METODEI DE CONTROL A CURGERII ÎN REȚELELE PALETATE ALE TURBINELOR AXIALE

În continuare se propune utilizarea unei metode de control a performanțelor turbinelor axiale, la regimuri parțiale, prin utilizarea unui jet de fluid. Se urmărește astfel determinarea condițiilor, atât gazodinamice (debitul fluidului de injecție, presiune, temperatura) cât și a condițiilor geometrice (diametrul orificiului de injecție, poziția și numărul acestora), caracteristice fiecărui regim parțial cu scopul de a obține o îmbunătățire a performanțelor.

Pentru determinarea configurației optime a sistemului de injecție se urmărește cercetarea influenței diferitelor parametri asupra curgerii și a performanțelor turbinei. În acest sens este necesară stabilirea unei metodologii de cercetare prin definirea unei geometrii și a unui caz de referință, a parametrilor de interes și a unei matrici de experimentare. În Figura 4.1 este prezentată metodologia de cercetare teoretică.

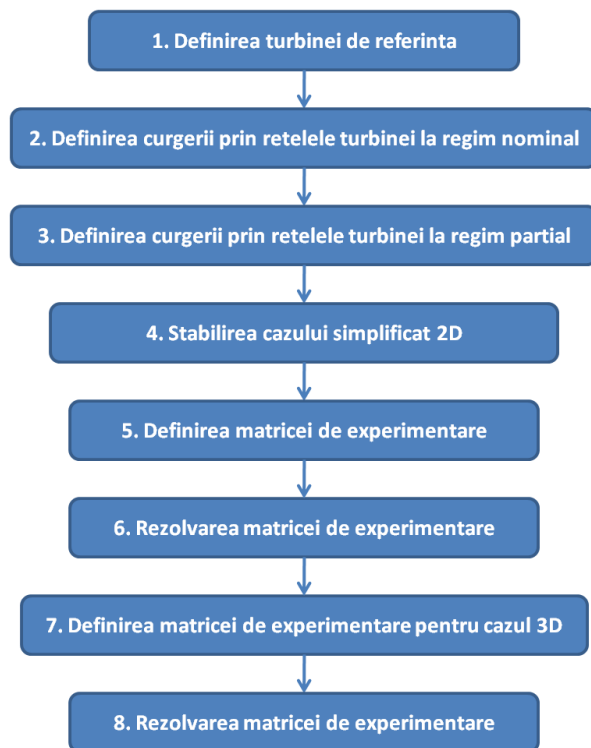


Figura 4.1. Metodologie de cercetare teoretică pentru studierea metodei de creștere a performanțelor turbinelor axiale prin injecție de fluid (41)

### Definirea turbinei de referință

Pentru studierea metodei de control a curgerii prin rețelele turbinei axiale a fost aleasă o turbină de putere a cărei geometrii este cunoscută. Turbina dezvoltă, la regim nominal, o putere de 1350 KW, debitul de gaze fiind de 8 kg/s. Parametrii caracteristici turbinei sunt prezentați în Tabelul 4.1.

Tabelul 4.1. - Parametrii turbinei de referință

Nr. crt.	Parametru	Valoare
1	Tip turbină	Acțiune-reacțiune
2	Rază bază intrare stator [mm]	136.7
3	Rază vârf intrare stator [mm]	190.6
4	Rază bază ieșire rotor [mm]	123.8
5	Rază vârf ieșire rotor [mm]	235
6	Joc vârf [mm] (pe rază)	1
7	Nr. palete stator	44
8	Nr. palete rotor	53
9	Debit gaze [kg/s]	8
10	Temperatură totală intrare [K]	977
11	Presiune totală intrare [barA]	2.55
12	Turație [rpm]	22000

13	Putere dezvoltată [KW]	1350
14	Grad de destindere	2.1
15	Randament izentropic [%]	87

### Definirea curgerii prin rețelele turbinei la regimul nominal

Determinarea curgerii prin rețelele turbinei de referință a fost realizată prin calcul numeric utilizând softuri comerciale și anume ANSYS CFX. Prin acest calcul au fost validate performanțele turbinei și au fost determinate caracteristicile curgerii prin rețelele turbinei. Aceste date (în special viteza și regimul de curgere prin rețelele fixe) vor fi folosite pentru comparația cu rezultatele obținute în urma procesului de injecție. Pentru calculul regimul nominal au fost impuse presiunea și temperatura totală la intrarea în treaptă, turația precum și debitul fluidului de lucru. Condițiile la limită, așa cum au fost definite pentru acest caz, sunt prezentate în Tabelul 4.2.

Tabelul 4.2. – Condițiile la limită pentru cazul nominal

Nr. crt.	Tip condiție	Locație	Observații
1	INLET	Intrare stator	Presiune totală = 2.55 barA Temperatură totală = 977 K
2	OUTLET	Ieșire rotor	Debit = 8 kg/s (împărțit la numărul de sectoare)
3	WALL	Stator - butuc - carcasă - paletă Rotor - butuc - carcasă - paletă	Pereți adiabatici fără alunecare
4	Interfața PERIODIC	Delimitare laterală a volumului fluid al statorului respectiv rotorului	Periodicitate rotațională, interfață de tip fluid-fluid
5	Interfață STAGE	Ieșire stator – Intrare rotor	Interfață de tip fluid-fluid

### Definirea curgerii prin rețelele turbinei la regimul parțial

Pentru calculul regimului parțial au fost determinate condițiile de intare în turbină precum și turația turbinei pentru un regim de putere mai mică. A fost ales astfel un regim de funcționare a gazogeneratorului de aprox. 87% rezultând condițiile de funcționare a turbinei prezentate în Tabelul 4.3. Calculul regimului parțial a fost realizat utilizând aceleași ipoteze și grile de calcul precum în cazul calculului regimului nominal, rezultatele fiind prezentate în Tabelul 4.4.

Tabelul 4.3. - Date de intrare calcul regim parțial

Nr. crt.	Parametru	Valoare
1.	Presiune totală intrare [barA]	2.34
2.	Temperatură totală intrare [K]	868

3.	Debit fluid de lucru [kg/s]	7
4.	Turație turbină [rpm]	20000

Tabelul 4.4. - Rezultatele principale pentru cazului parțial

Nr. crt.	Parametru	Valoare
1.	Putere dezvoltată [KW]	466.6
2.	Randament izentropic [%]	87.2
3.	Grad de destindere	1.37
4.	Temperatură totală ieșire [K]	801
5.	Viteză maximă stator [m/s]	402
6.	Unghi ieșire stator [grade]	65.3

Asemănător regimului nominal câmpul curgerii nu prezintă zone cu desprinderi semnificative, totuși față de cazul anterior unghiul de incidență al curgerii în rotor diferă ca urmare a schimbării triunghiului de viteze. O altă consecință a scăderii regimului de lucru este micșorarea regimului de curgere în rețeaua fixă. Se poate remarca, analizând Figura 4.2, o scădere semnificativă a numărului Mach în stator prin comparație cu regimul nominal.

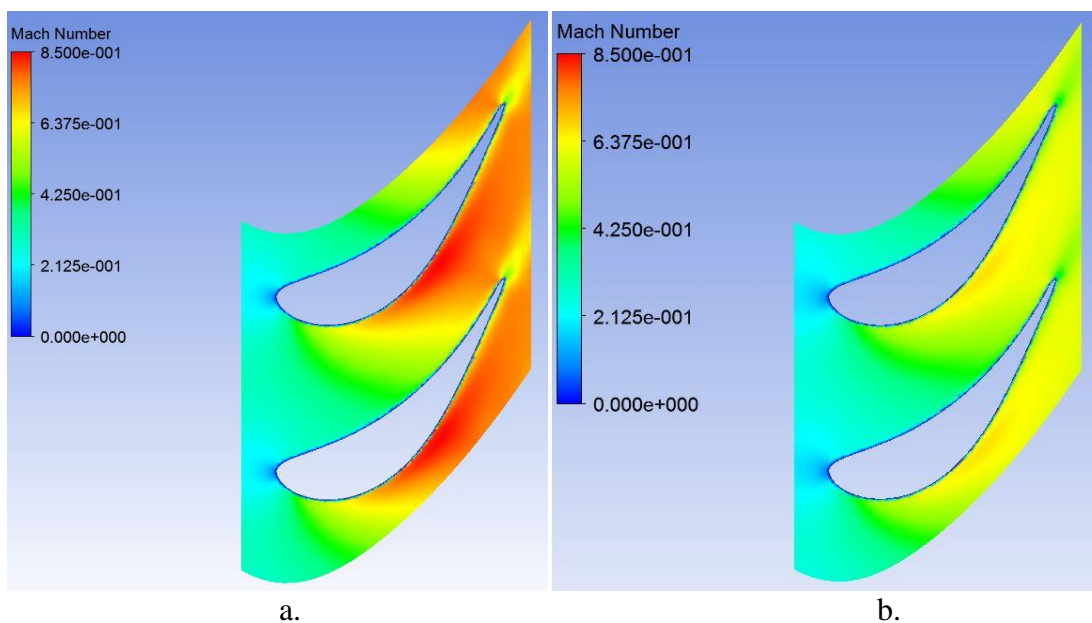


Figura 4.2. Numărul Mach în stator la raza medie pentru a. regimul nominal respectiv b. regimul parțial

Se identifică astfel posibilitatea creșterii performanțelor pentru turbina de referință la regimul parțial prin accelerarea fluidului de lucru în rețeaua fixă și modificarea triunghiului de viteze la intrarea în rețeaua mobilă.

### Stabilirea cazului simplificat 2D

Pentru definirea unei configurații optime a sistemului de injecție este necesară cercetarea influenței diferiților parametrii geometrici și gazodinamici asupra performanțelor turbinei de

referință la regimul parțial. Astfel este necesară, într-o primă fază, reducerea volumului de calcul, acest lucru fiind posibil prin utilizarea unui model 2D simplificat.

În continuare se va analiza curgerea prin rețelele fixe în plan, profilul statorului fiind cel de la raza medie. Figura 4.3 prezintă geometria modelului 2D. A fost aleasă soluția simulării numerice a unui număr de 4 palete pentru a diminua eventualele erori datorate utilizării condițiilor de tip periodic pe cele doua zone laterale.

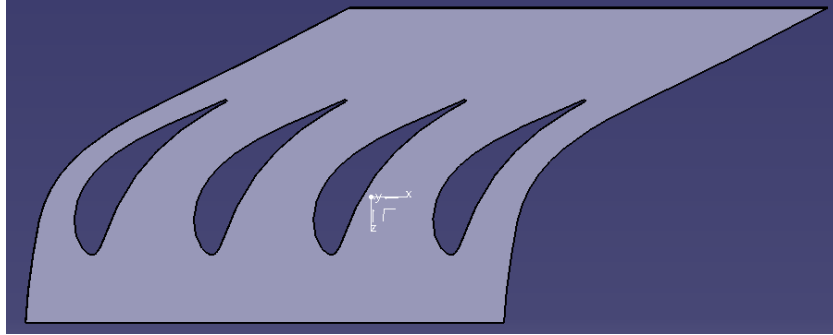


Figura 4.3. Geometrie model de calcul 2D (41)

Pentru modelul simplificat a fost determinat câmpul curgerii atât la regimul nominal cât și la regimul parțial. Pentru calcularea curgerii a fost folosit softul ANSYS CFX iar pentru realizarea grilei de calcul softul ANSYS Meshing. De asemenea, condițiile la limită sunt asemănătoare cazurilor descrise anterior.

Intrucât modelul simplificat 2D nu încorporează și profilul rotorului, calculul fiind realizat doar pentru rețeaua fixă, parametrii de interes în cazul modelului 2D vor fi viteza și unghiul de ieșire din stator și pierderea de presiune totală în rețeaua fixă. Astfel se urmărește, prin injecția fluidului, creșterea vitezei de ieșire din stator (valoare mediată pe aria de ieșire), modificarea triunghiului de viteze dar și menținerea unor pierderi de presiune pe stator în anumite limite.

### Definirea matricei de experimentare

Pentru definirea unei matrice de experimentare, pe baza căreia se va realiza caracterizarea și optimizarea sistemului de injecție, este necesară identificarea parametrilor de interes pentru acest sistem de injecție. În continuare sunt prezentate cele două categorii de parametrii de interes:

- Parametrii gazodinamici:
  - **regimul de curgere:** se vor considera doar regimuri de curgere subsonice pentru a elimina posibilele pierderi datorate undelor de soc.
  - **temperatura totală a fluidului de injecție:** se va considera intervalul de temperatura [400:900] °C.
  - **presiunea totală a fluidului de injecție:** presiunea maximă va fi de aprox. 15.
  - **debitul fluidului de injecție:** un debit de fluid de maxim 5% se consideră a fi prelevat. Această valoare a fost aleasă prin analogie cu debitul prelevat pentru răcirea turbinei.

- **viteza fluidului de injecție:** va fi determinată de parametri descriși anterior și de diametrul orificiilor de injecție.

- Parametrii geometrici:

- **distanța axială ( $z_a$ ):** va fi cuantificată prin folosirea unui raport între distanța minimă între paletele statorului și distanța axială de la zona secțiunii minime la centrul orificiului de injecție. Distanța axială se calculează conform ecuației 1, termenii fiind definiți în Figura 4.4.

$$z_a = \frac{a}{b} \quad (4.1)$$

, unde: a – distanța de la punctul de secțiune minimă la centrul orificiului de injecție;

b – secțiunea minimă a rețelei.

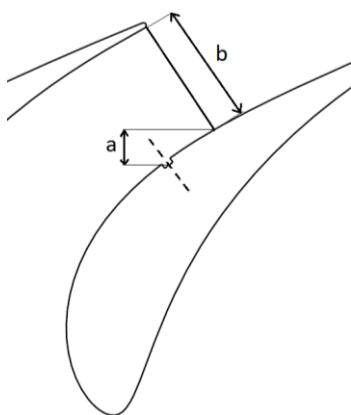


Figura 4.4. Poziționare orificiu injecție (41)

- **unghiul de injecție:** reprezintă unghiul format de direcția de curgere a fluidului de injecție relativ la direcția curgerii fluidului de lucru în zona orificiului de injecție. Vor fi testate valori ale unghiului de injecție cuprinse între 30 și 90 de grade.

- **diametrul orificiilor:** va fi determinat pe baza considerentelor gazodinamice, atingerea unui regim aproape transonic cu un debit de injecție de maxim 5% din debitul fluidului de lucru, o presiune de maximă de 15 bar și o temperatură de maxim 900 °C.

- **numărul orificiilor:** Numărul orificiilor de injecție va fi determinat pe parcurs pe baza rezultatelor intermediare.

## CAPITOLUL 5 -STUDIUL NUMERIC PRIVIND METODA DE CREȘTERE A PERFORMANȚELOR PRIN INJEȚIA DE FLUID – MODEL 2D

În continuare se are în vedere determinarea influenței parametrilor stabiliți anterior asupra curgerii prin rețelele modelului simplificat. Într-o primă etapă au fost selectați următorii parametri: debitul fluidului de injecție, unghiul la care se face injecția fluidului (relativ la direcția de curgere a fluidului de lucru), distanța axială a orificiului de injecție (relativ la zona critică a profilelor), diametrul orificiului de injecție, și temperatura fluidului de injecție.

### Definirea cazurilor numerice cu injecție de fluid

Prin variația parametrilor prezentați anterior a rezultat un număr de 101 de cazuri numerice. Datorită unui număr mare de cazuri numerice a fost necesară utilizarea modului parametric aflat în dotarea softului comercial ANSYS CFX cu care a fost realizat studiul numeric.

Cazurile numerice și condițiile la limită pentru studiile numerice în care au fost introduse orificiile de injecție au fost stabilite în așa fel încât să se poate realiza comparația cu cazul fără injecție determinat anterior. Astfel, a fost păstrată grila numerică și condițiile la limită, fiind adăugate condițiile la limită pentru orificiile de injecție.

### Determinarea influenței unghiului de injecție

Influența unghiului de injecție asupra evoluției curgerii prin rețeaua fixă a fost determinată prin realizarea mai multor cazuri numerice la care a fost modificată doar direcția la care se face injecția fluidului față de direcția curgerii fluidului de lucru în zona de injecție.

Creșterea unghiului de injecție determină depărtarea, într-o primă fază, a fluidului injectat de extradusul rețelei fixe, fluid care mai apoi, prin interacțiunea cu fluidul de lucru, își schimbă direcția de curgere în sensul direcției de curgere a fluidului de lucru. Acest lucru se datorează atât interacției celor două fluide cât și a gradientilor de presiune. În urma injecției în avalul orificiului de injecție se formează o zonă cu presiune scăzută ce influențează curgerea fluidului după injecție (Figura 5.1). Prin injecția în rețeaua fixă și formarea fenomenului descris anterior se realizează o micșorare a secțiunii prin care trece fluidul de lucru, iar dacă această secțiune este în zona secțiunii minime are loc accelerarea fluidului raportat la cazul fără injecție.

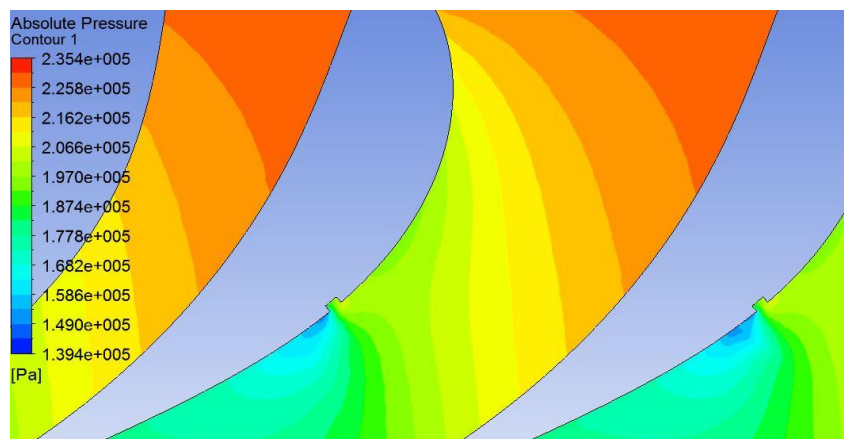


Figura 5.1. Depresiune formată în avalul orificiului de injecție (41)

În Figura 5.2 este prezentată evoluția vitezei medii la ieșirea din rețeaua fixă pentru diferite valori ale unghiului de injecție și pentru 3 valori ale debitului de injecție. Se poate observa o creștere importantă a vitezei la modificarea acestui parametru, evoluția fiind asemănătoare la modificarea vitezei de injecție (rezultată în acest caz ca urmare a creșterii debitului de fluid prin același orificiu).



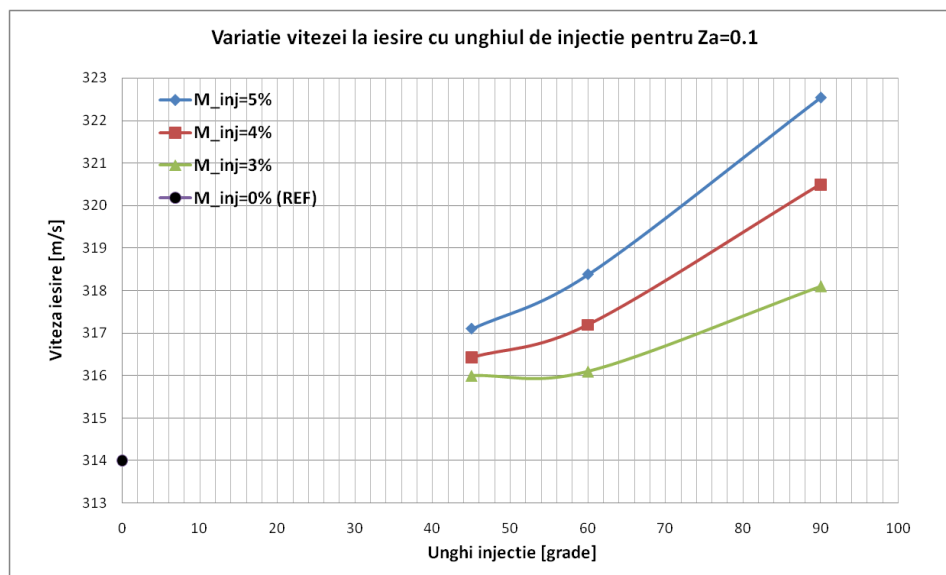


Figura 5.2. Variația vitezei medii la ieșirea din rețeaua fixă cu unghiul de injectie pentru  $Za=0.1$

### Determinarea influenței debitului de injectie

Pentru un diametrul al orificiului de injectie constant și pentru parametrii gazodinamici ai fluidului de injectie constanți creșterea debitului de injectie determină creșterea vitezei cu care fluidul este injectat în canalul de lucru al rețelei fixe. Creșterea vitezei de injectie determină o creștere a zonei de presiune scăzută ceea ce conduce la o micșorare a secțiunii minime și astfel la creșterea vitezei prin rețea. Influența creșterii debitului de injectie poate fi determinată din Figura 5.3 prin analiza influenței asupra vitezei la ieșirea din rețeaua fixă.

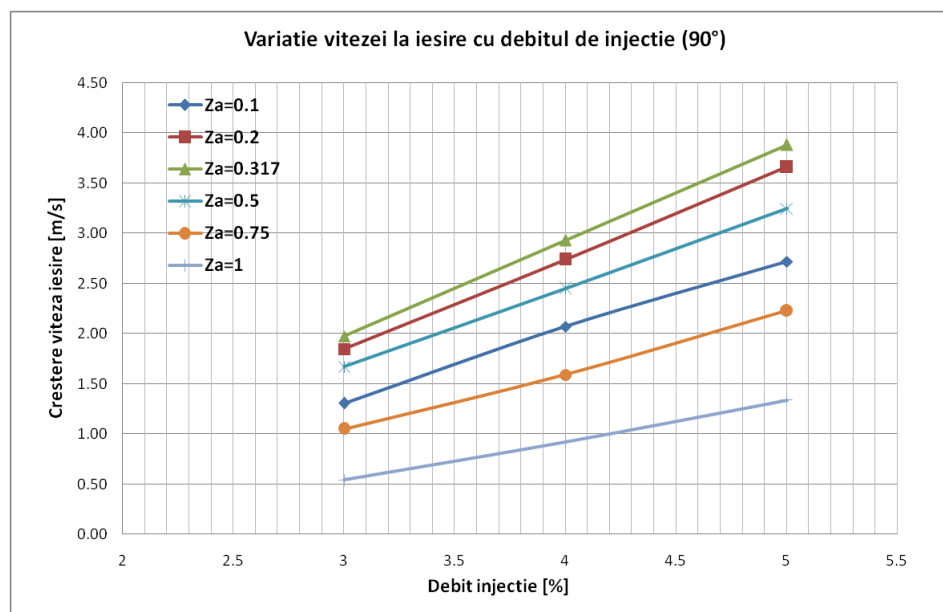


Figura 5.3. Variația vitezei medii la ieșirea din rețeaua fixă cu debitul de injectie,  $\alpha_{inj} = 90^\circ$

Din analiza influenței debitului de injecție asupra vitezei maxime prin rețeaua fixă rezultă că o creștere de peste 12% este posibilă cu un debit de injecție de 5%. Din analiza evoluției pierderilor de presiune rezultă, așa cum era de așteptat, că la o valoare mai ridicată a debitului injectat, și implicit o valoare mai ridicată a vitezei fluidului injectat, rezultă o creștere a pierderilor de presiune.

### Determinarea influenței distanței axiale

Plasarea axială a orificiilor de injecție în rețeaua fixă joacă un rol important în influența asupra performanțelor sistemului de injecție. Formarea zonei de presiune scăzută care determină micșorarea secțiunii minime este mai eficientă dacă are loc în apropierea acestei secțiuni minime. Dacă vârful acestei „bule” coincide cu secțiunea minimă, eficiența sistemului de injecție este ridicată deoarece în acest fel se obține cea mai bună constrângere a secțiunii utilizând fluidul disponibil.

Figura 5.4 prezintă variația vitezei medii la ieșirea din rețeaua fixă cu distanța axială la care se face injecția. Cazul prezentat presupune injecția fluidului la  $90^\circ$  față de direcția de curgere a fluidului de lucru și un debit de 5%. Se poate identifica prezența unei poziții la care curba atinge un maxim,  $Z_a \approx 0.27$ .

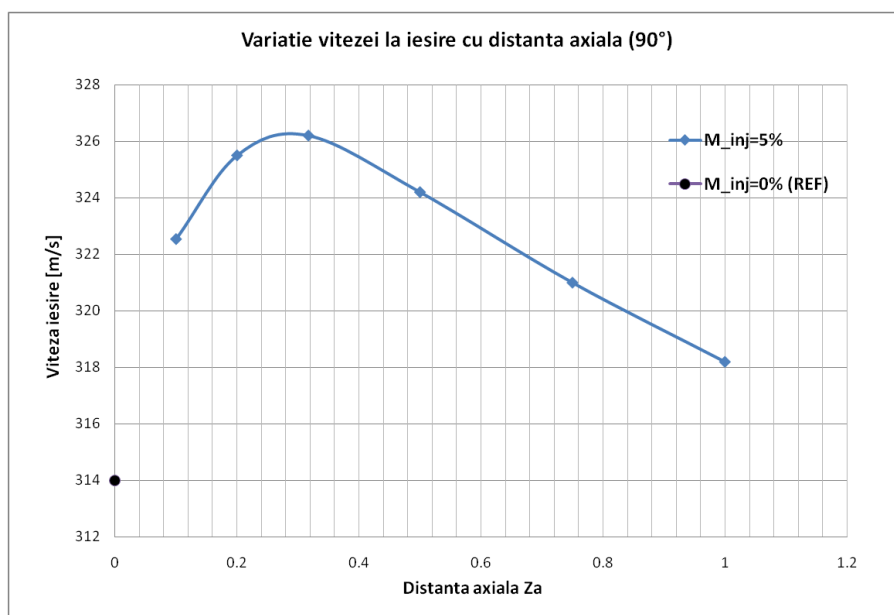


Figura 5.4. Variația vitezei medii la ieșirea din rețeaua fixă cu distanța pentru  $\alpha_{inj} = 90^\circ$  și  $\dot{M}_{inj} = 5\%$  (41)

În cazul pierderilor de presiune variația acestora cu distanța axială este scăzută, acestea fiind mai ridicate în cazul injecției în zona secțiunii minime, dar depărtarea de această zonă, și efectul axializării, determină o scădere a pierderilor.

### Determinarea influenței diametrului orificiului de injecție

Diametrul orificiului de injecție influențează în mod direct viteza de injecție, în cazul în care debitul de injecție și parametrii de intrare ai fluidului (presiune, temperatură) rămân constanți. Așa cum a fost menționat anterior, viteza are o influență importantă asupra evoluției curgerii în rețeaua fixă. Se urmărește, prin micșorarea orificiului de injecție, obținerea unor efecte similare dar cu un debit de injecție mai mic. Au fost luate în calcul orificiile de injecție de 0.8, 0.6, 0.5 și 0.4 mm, din considerente ce țin de posibilitatea de fabricație a acestora. Se poate remarca scăderea efectului injecției asupra vitezei în rețea la creșterea diametrului de injecție. Această evoluție poate fi explicată prin scăderea vitezei de injecție și scăderea amplitudinii zonei de presiune scăzută. Din Figura 5.5 se poate observa o creștere a zonei de presiune scăzută (zona verde) cu scăderea diametrului de injecție.

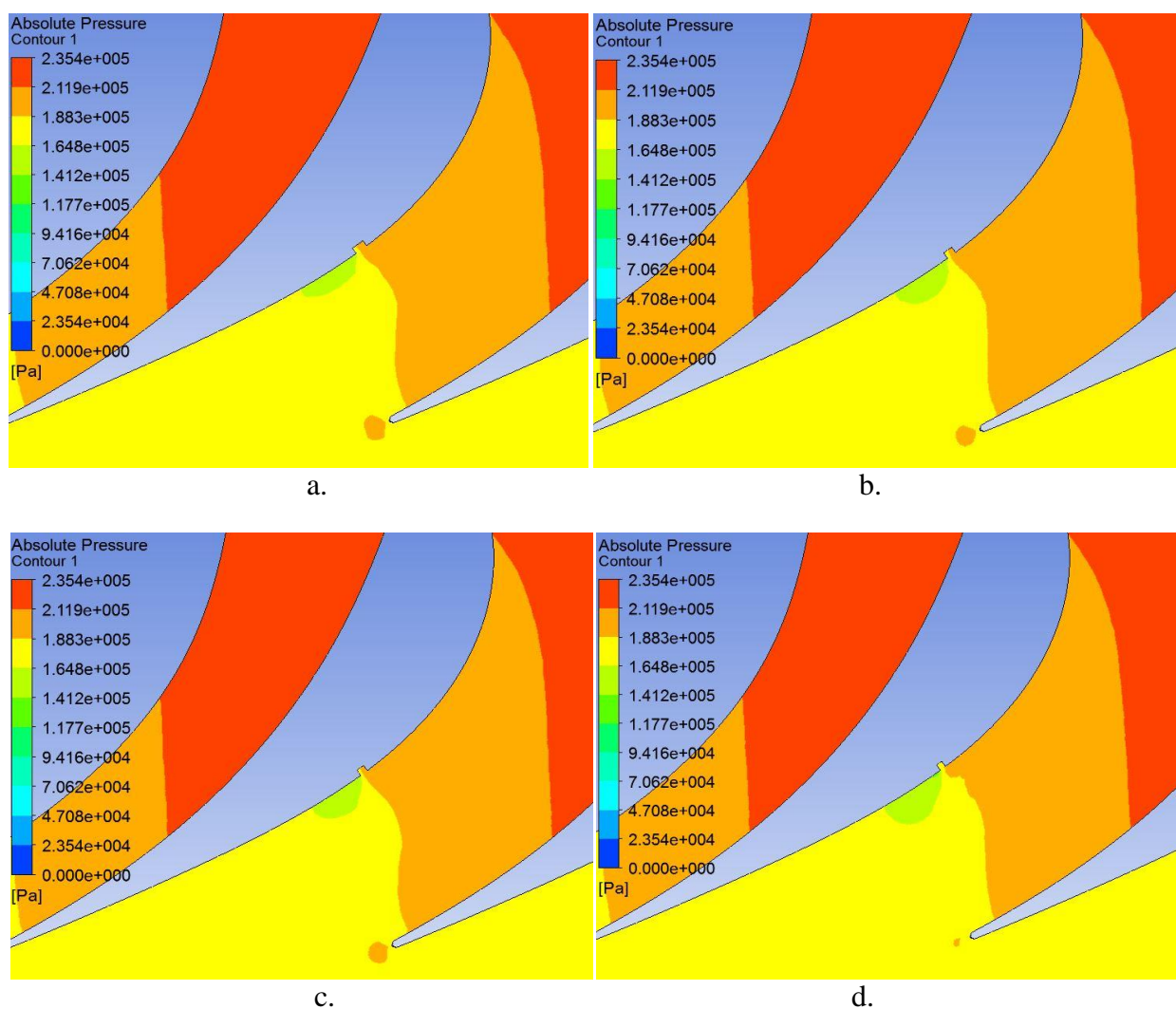


Figura 5.5. Distribuția presiunii în rețeaua fixă pentru un diametru al orificiului de injecție de 0.8 mm (a.) , 0.6 mm (b.), 0.5 mm (c.) și 0.4 mm (d.) pentru  $\dot{M}_{inj}=5\%$  și  $\alpha_{inj} = 90^\circ$ ,  $Za=0.2$  (41)

## Determinarea influenței temperaturii fluidului de injecție

Suplimentar a fost determinată și influența temperaturii fluidului de injecție. Dacă în cazurile prezentate anterior temperatura totală a fluidului de injecție a fost 868 K, o analiză a fost realizată modificând temperatura fluidului de injecție în intervalul [718 K - 1118 K]. Prin creșterea temperaturii de injecție se realizează creșterea vitezei de injecție ceea ce conduce la creșterea influenței sistemului de injecție asupra curgerii prin rețele. Se poate observa din Figura 5.6, ce prezintă variația vitezei la ieșirea din stator raportat la valoarea acesteia înainte de injecție cu temperatura fluidului de injecție, o variație aproape liniară a creșterii vitezei la creșterea temperaturii de injecție.

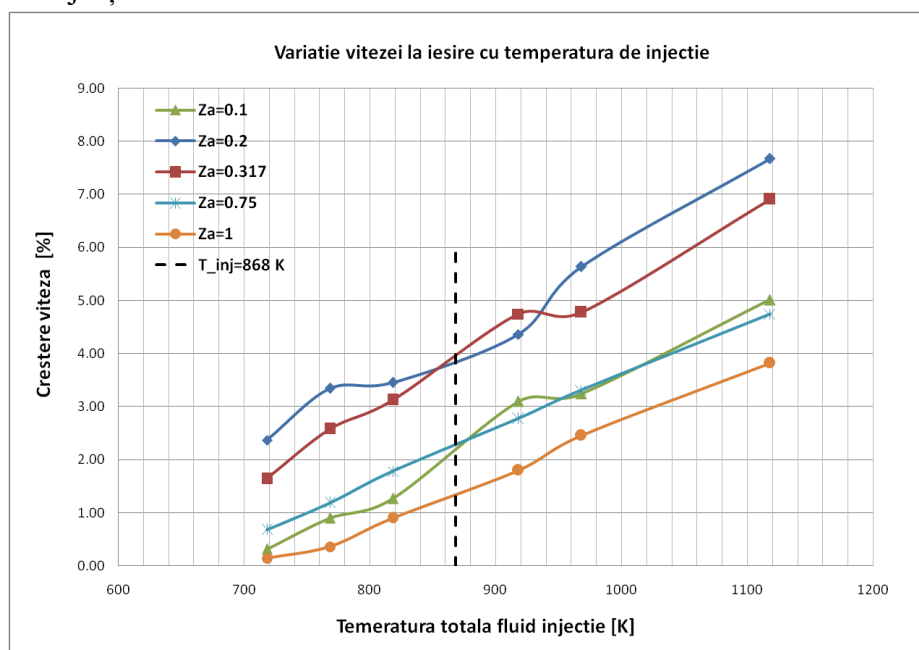


Figura 5.6. Variația creșterii vitezei la ieșirea din rețeaua fixă cu temperatura fluidului de injecție, pentru  $\dot{M}_{inj}=5\%$  și  $\alpha_{inj} = 90^\circ$

## CAPITOLUL 6 - STUDIU NUMERIC PRIVIND METODA DE CREȘTERE A PERFORMANTELOR PRIN INECȚIE DE FLUID – MODEL 3D

În continuare se are în vedere determinarea influenței parametrilor geometrici asupra performanțelor turbinei pe modelul 3D. Într-o primă etapă au fost selectați următorii parametri: diametrul orificiilor de injecție, distanța axială a orificiului de injecție (relativ la zona critică a profilelor) și numărul orificiilor de injecție.

### Construcția modelului tridimensional

Pentru realizarea geometriei incluzând sistemul de injecție a fost necesară determinarea secțiunii critice a statorilor. Astfel, a fost determinată intersecția secțiunii critice cu extradadosul statorilor prin măsurarea geometrică (pe modelul 3D) a distanței minime a rețelei fixe la diferite raze. Pentru turbina de referință a fost determinată secțiunea minimă și poziția acesteia pe

extrados la 7 secțiuni iar prin unirea acestora a fost realizată o curbă pe extradadosul profilelor. Prin translatarea acestei curbe cu diferite valori în funcție de distanța axială dorită ( $Z_a$ ), pe extradados în amonte curgerii, se obține poziția orificiilor de injecție pe rază. După stabilirea curbei de poziționare a orificiilor a fost stabilit diametrul și numărul acestora precum și distanța dintre orificii. În analizele prezentate în această lucrare au fost utilizate orificii de injecție dispuse echidistant între baza și vârful paletelor. Procesul de generare a sistemului de injecție pentru modelul 3D este prezentat în schema logică din Figura 6.1.

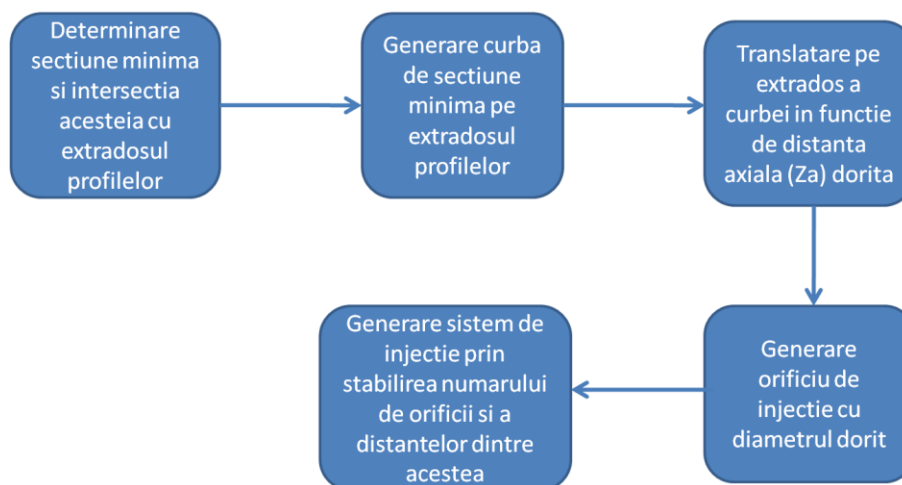


Figura 6.1. Schemă logică proces generare sistem de injecție (42)

Grila numerică a fost stabilită prin determinarea influenței acesteia asupra performanțelor turbinei. Astfel au fost stabilite 4 configurații ale grilei crescând numărul de elemente de 2,5 ori și realizând analiza numerică a performanțelor turbinei pentru fiecare configurație. Pentru această grilă numerică nestructurată, celulele au o dimensiune generală de 1 mm, fiind indesită în apropierea pereților și în apropierea orificiilor de injecție.

Modelul de turbulență și condițiile la limită pentru studiile numerice cu sistemul de injecție au fost stabilite în așa fel încât să se poată realiza comparația cu cazul fără injecție determinat anterior. Astfel, au fost păstrate condițiile la limită fiind adăugate cele ce țin de orificiile de injecție. În Tabelul 6.1 sunt prezentate condițiile la limită utilizate.

Tabelul 6.1. - Condiții la limită caz numeric model 3D

Nr. crt.	Tip condiție	Locație	Obs.
1.	INLET	Intrare model 3D	Presiune totală = 2.34 barA Temperatură totală = 868 K
		Intrare orificiu de injecție	Debit = 2.5 % debit total Temperatură totală = 868 K
2.	OUTLET	Ieșire model 3D	Debit = 7 kg/s
3.	WALL	Pereți profil	Pereți adiabatici fără alunecare
4.	Interfața PERIODIC	Delimitare laterală a volumului fluid	Periodicitate rotațională, interfață de tip fluid-fluid

### Influența diametrului orificiului de injecție

Influența diametrului orificiilor de injecție a fost analizată și în cazul modelului 2D, rezultatele arătând că devierea fluidului de lucru este mai pronunțată în cazul valorilor mici ale diametrului orificiilor ca urmare a creșterii vitezei de injecție. În acest capitol se va analiza influența dimensiunilor orificiilor de injecție din punct de vedere al distribuțiilor acestora pe rază. Pentru fiecare diametru a fost determinat un număr de orificii astfel încât la injecția aceluiași debit de fluid numărul Mach prin orificii să fie aproximativ același. Pentru această analiză fiind variate doar diametrul orificiilor, numărul acestora și distanța axială. Astfel, se asigură faptul că viteza de injecție este aproximativ aceeași indiferent de diametrul orificiilor.

Pentru un diametru de injecție  $\varnothing_{inj} = 0.5 \text{ mm}$  a fost stabilit un număr de 76 de orificii de injecție, performanțele turbinei fiind determinate pentru 4 valori ale distanței axiale  $Za = 0.1, 0.2, 0.317$  și  $0.5$ . Variația distanței axiale determină o variația a performanțelor turbinei, așa cum a fost demonstrat pe modelul simplificat 2D, cu un maxim al influenței în jurul valorii  $Za \cong 0.27$ . Din analiza rezultatelor a rezultat că influența cea mai mare asupra curgerii prin rețea se obține pentru valori mici ale diametrului orificiilor de injecție.

Din Figura 6.2 rezultă ca puterea dezvoltată de turbină scade cu creșterea diametrului până la o valoare de  $0.8 \text{ mm}$ . Creșterea în continuare a diametrului orificiilor la  $\varnothing_{inj} = 1 \text{ mm}$  nu produce schimbări majore. Se poate astfel observa o creștere de aproximativ 33% în cazul unui diametru mic al orificiilor.

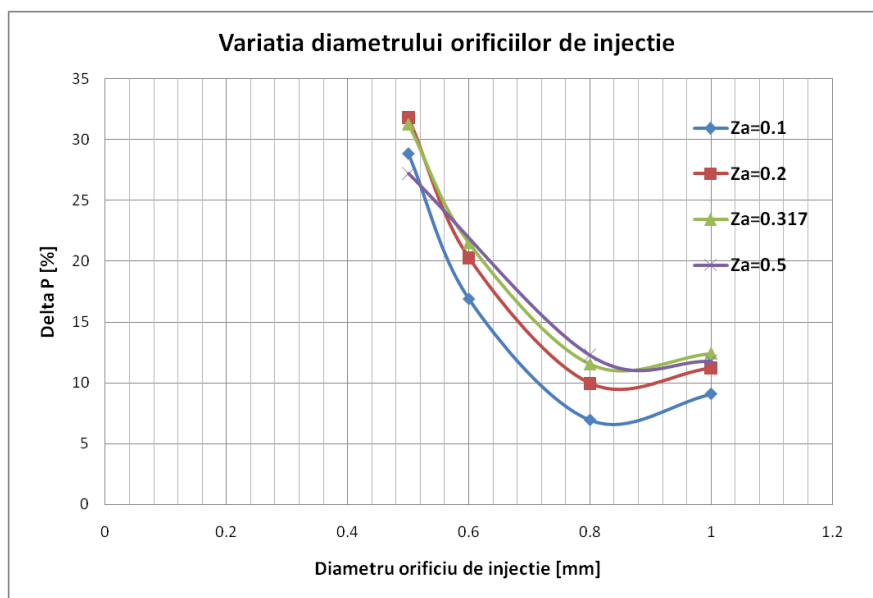


Figura 6.2. Creșterea puterii generate de turbină pentru diferite valori ale diametrului orificiilor de injecție și ale distanței axiale (42)

În Figura 6.3 este prezentată comparația presiunii totale prin rețeaua fixă la raza medie între cazul fără și cu injecție. Se poate observa din această comparație îngustarea secțiunii critice în urma injecției.

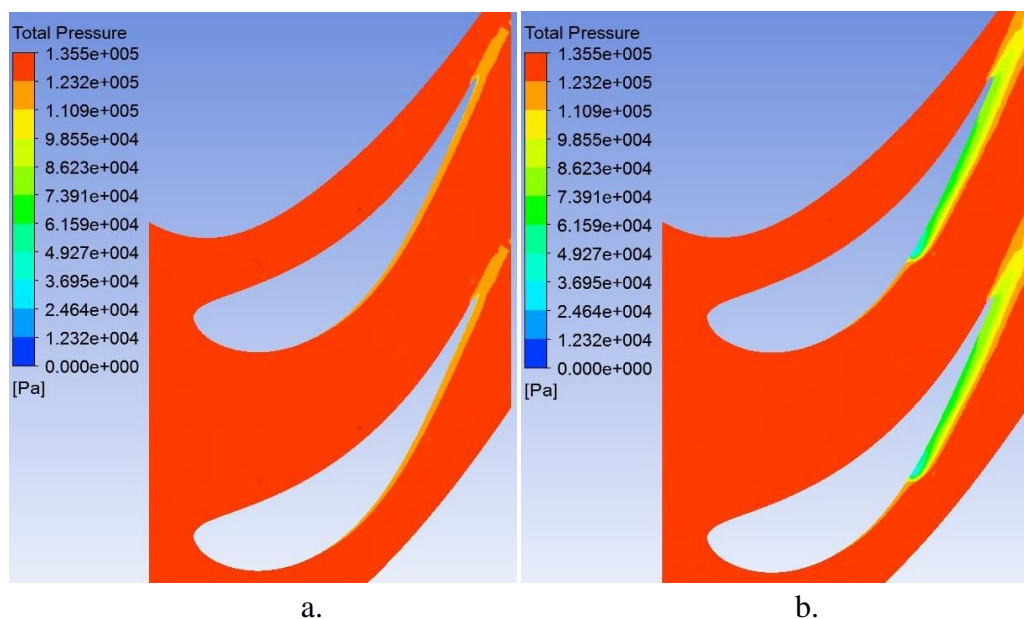


Figura 6.3. Comparație presiune totală secțiune medie pentru: a. cazul fără injecție și b. cazul cu injecție (42)

La creșterea diametrului orificiilor de injecție și implicit la scăderea numărului orificiilor, distanța dintre acestea crește, astfel fluidul de lucru va fi deviat doar în zona adiacentă orificiilor, existând zone în care devierea fluidului de lucru este scăzută. Acest lucru poate fi remarcat în Figura 6.4 care prezintă presiunea totală într-o secțiune din avalul injecției pentru cele 4 dimensiuni ale orificiilor studiate. Se poate observa că pentru valori mici ale diametrului (0,5 respectiv 0,6 mm) devierea fluidului de lucru este continuă în lungul razei paletelor în timp ce pentru diametre mai mari (0,8 și 1) fluidul de lucru pătrunde printre orificiile de injecție.

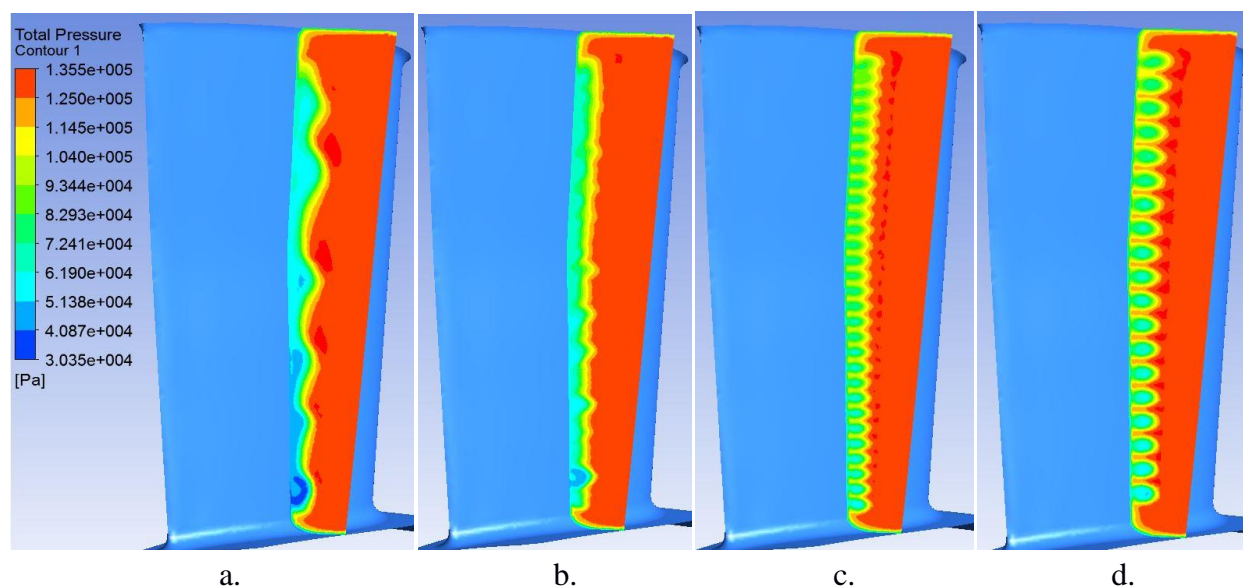


Figura 6.4. Comparație presiune totală în avalul secțiunii de injecție pentru:  $\phi_{inj} = 0.5 \text{ mm}$  (a.),  $\phi_{inj} = 0.6 \text{ mm}$  (b.),  $\phi_{inj} = 0.8 \text{ mm}$  (c.) și  $\phi_{inj} = 1 \text{ mm}$  (d.) (42)

### Influența numărului de orificii

Pentru a determina influența numărului de orificii au fost determinate performanțele turbinei la creșterea numărului de orificii menținând constanți parametrii de intrare ai fluidului de injecție, precum și diametrul orificiilor. Pentru această analiză calculele au fost realizate pentru un diametru de injecție  $\phi_{inj} = 0.6 \text{ mm}$ ,  $Za = 0.2$ , și un număr de orificii cuprins între 53 și 70. Variația puterii turbinei la creșterea numărului de orificii este prezentată în Figura 6.5. De asemenea în acest grafic este prezentată și scăderea vitezei de injecție (numărul Mach) pentru punctele studiate. Se poate observa o creștere aproximativ liniară a puterii dezvoltate de turbină, rezultând o creștere cu aproximativ 8% între cazurile studiate (între 53 și 70 de orificii).

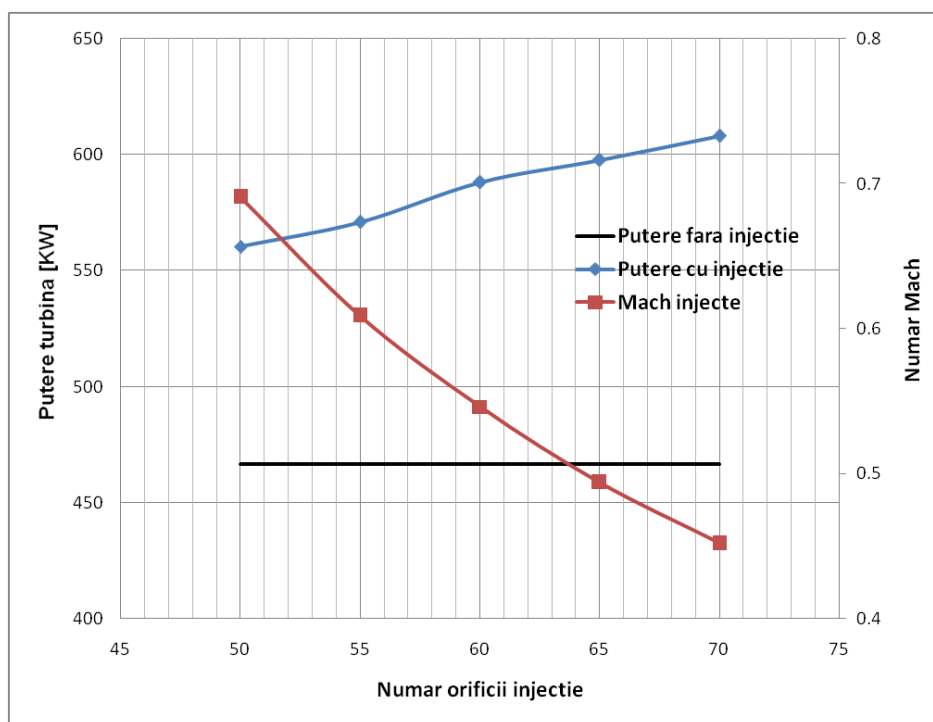


Figura 6.5. Variația puterii turbinei și a numărului Mach în secțiunea de injecție la creșterea orificiilor

Pentru a descrie influența numărului de orificii raportat la dimensiunile turbinei se introduce un parametru, denumit grad de acoperire ( $\tau$ ), definit ca procentul înălțimii canalului de lucru acoperit de orificii în secțiunea de injecție..

Reprezentând grafic variația puterii rezultate în urma injecției cu variația gradului de acoperire, Figura 6.6, se observă o relație directă între cei doi parametrii. Astfel, la creșterea gradului de acoperire se obține o creștere aproape liniară a puterii generate de turbină în urma injecției.



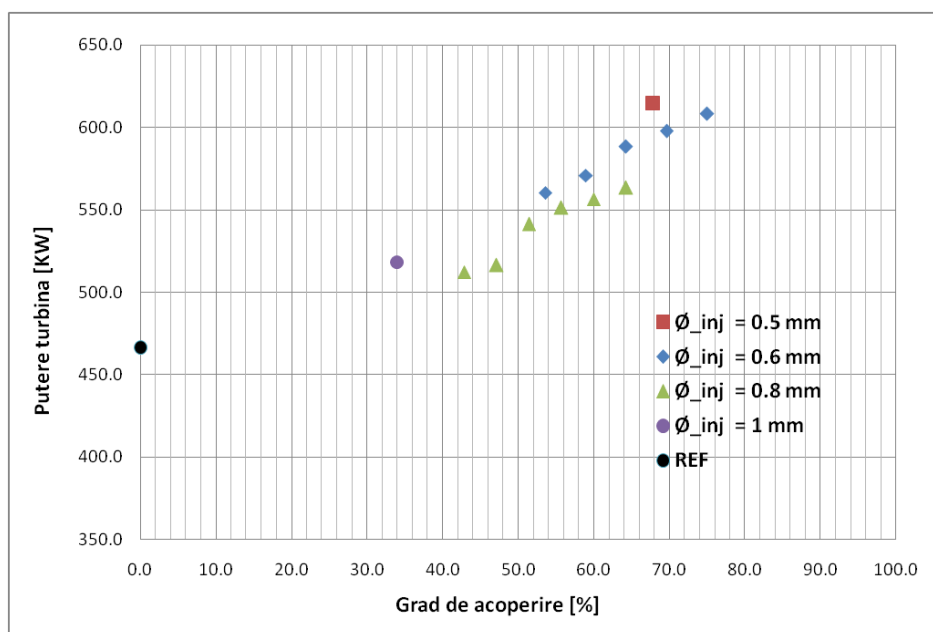


Figura 6.6. Variația puterii generate în urma injecției cu variația gradului de acoperire (42)

În Figura 6.7, ce prezintă conturul presiunii totale într-un plan în avalul secțiunii de injecție, se pot observa diferențele la creșterea numărului de orificii și implicit a gradului de acoperire. Cazurile comparate corespund unui diametru  $\varnothing_{inj} = 0.6$ ,  $Za = 0.2$  și 53 respectiv 70 de orificii. Se poate observa o omogenizare a zonei adiacente secțiunii de injecție, astfel fluidul de lucru nu pătrunde printre orificiile de injecție ca urmare a micșorării acestui spațiu.

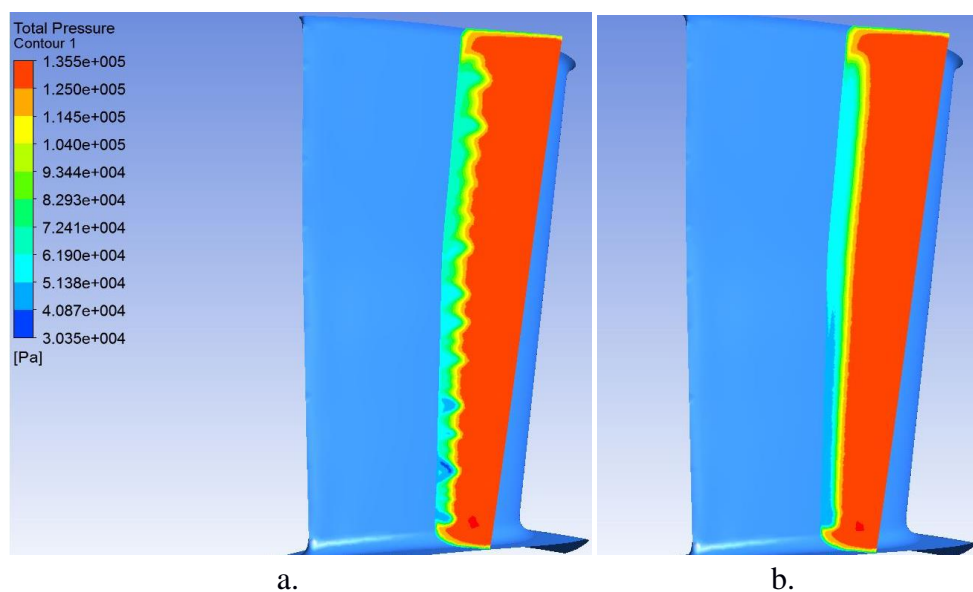


Figura 6.7. Comparație presiune totală în avalul secțiunii de injecție pentru: a.  $\tau = 53.6$  % (53 de orificii) și b.  $\tau = 75$  % (70 de orificii) (42)

## Influența sistemului de injecție asupra altor regimuri parțiale

Cazurile prezentate anterior au fost raportate la un regim parțial corespunzător unui regim al motorului de aproximativ 89%. Pentru a determina influența sistemului de injecție asupra altor încărcări au fost determinate performanțele turbinei cu și fără injecție la alte regimuri de lucru, regimuri de puteri mai mici respectiv mai mari decât cazul anterior. Utilizând caracteristica turbinei și linia de lucru au fost determinați parametrii de intrare pentru regimuri mai scăzute, 84.5% respectiv 80%, și pentru regimuri mai ridicate, 91% respectiv 92.5%.

În cazul regimurilor de putere mai mică față de regimul de referință, în urma procesului de injecție, puterea turbinei a crescut cu aproximativ 21-22%. Similar în cazul regimurilor de putere mai mare față de regimul de referință, în urma injecției, puterea generată de turbină crește cu aproximativ 25%. O comparație a regimurilor cu și fără injecție este prezentată în Figura 6.8. Se observa astfel că performanțele turbinei pot fi îmbunătățite prin utilizarea sistemului de injecție în rețeaua fixă pentru diferite regimuri parțiale. În această analiză a fost observată de asemenea o creștere a acestei influențe cu creșterea regimurilor, sistemul având un efect mai accentuat la regimuri parțiale mai ridicate.

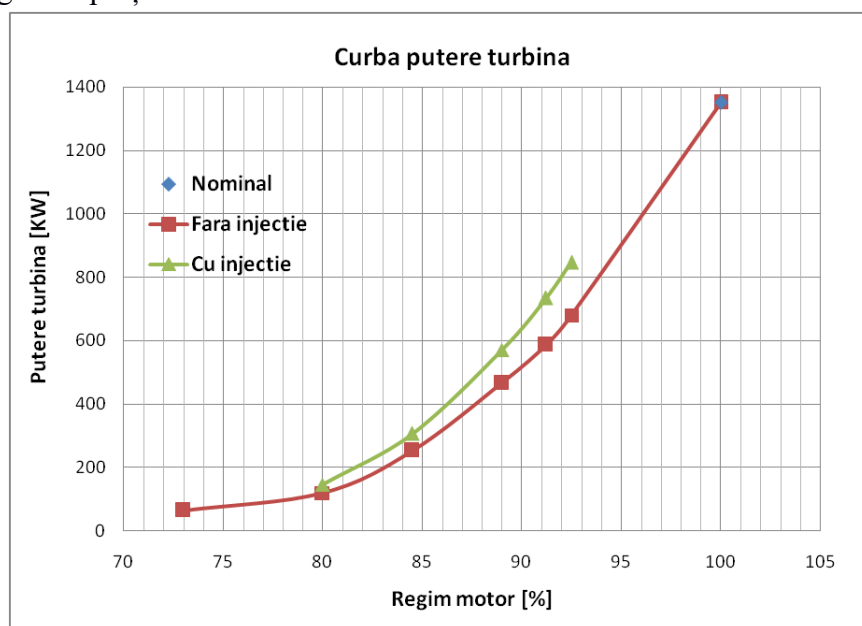


Figura 6.8. Comparația puterii dezvoltate de turbină înainte și după injecție pentru mai multe regimuri parțiale (42)

## Concluzii

Pentru studierea influenței sistemului de injecție asupra curgerii prin turbină și asupra performanțelor a fost determinată influența diametrului orificiilor de injecție la diferite distanțe axiale, precum și influența numărului de orificii. A rezultat că puterea generată de turbină poate crește cu mai mult de 30% pentru anumite cazuri, cele mai bune performanțe fiind obținute la valori mici ale diametrului de injecție. De asemenea, așa cum a fost demonstrat și pe modelul simplificat 2D, influența distanței axiale prezintă un maxim în jurul valorii  $Za \cong 0.27$ .

În cazul influenței numărului de orificii a fost realizată o analiză pentru un diametru de injecție  $\varnothing_{inj} = 0.6 \text{ mm}$ ,  $Za = 0.2$  și un număr de orificii între 50 și 70. În această analiză a fost obținută o creștere a puterii dezvoltate de turbină cu aproximativ 8% prin creșterea numărului de orificii. O analiză similară a fost realizată și pentru un diametru de injecție  $\varnothing_{inj} = 0.8 \text{ mm}$  și un număr de orificii între 30 și 40, rezultând o creștere a puterii generate de aproximativ 10%. Pentru a cuantifica această creștere a ariei de injecție a fost introdus un parametru, denumit grad de acoperire. Astfel, indiferent de diametrul de injecție se obține o creștere aproape liniară a puterii generate de turbină la creșterea gradului de acoperire. Creșteri ale puterii turbinei mai mari de 30% fiind atinse pentru grade de acoperire mari,  $>70\%$ .

Sistemul de injecție a fost analizat și la alte regimuri de funcționare față de cel de referință definit anterior. Față de acest regim parțial de referință (89%) au fost analizate regimuri de funcționare de turatie mai mică (80% și 84.5%) și de turație mai mare (regim 91% și 93%). S-a obținut o creștere a puterii generate de turbină între 22% și 25%. De asemenea a fost determinată o creștere a influenței sistemului de injecție la creșterea regimului de funcționare.

## CAPITOLUL 7 - VERIFICAREA METODEI DE ÎMBUNĂTĂȚIRE A PERFORMANȚELOR TURBINELOR AXIALE LA REGIMURI PARȚIALE

Pentru o verificare a rezultatelor obținute pentru turbina de referință a fost realizată o analiză pentru determinarea influenței sistemului de injecție asupra curgerii și a performanțelor pentru două turbine axiale de dimensiuni diferite.

### Aplicarea sistemului de injecție pentru microturbină

Metodologia aplicată este similară celei utilizate pentru turbina de referință, astfel a fost realizat modelul numeric 3D, a fost determinat punctul nominal și regimul parțial de interes fiind mai apoi calculat cazul cu injecție de fluid.

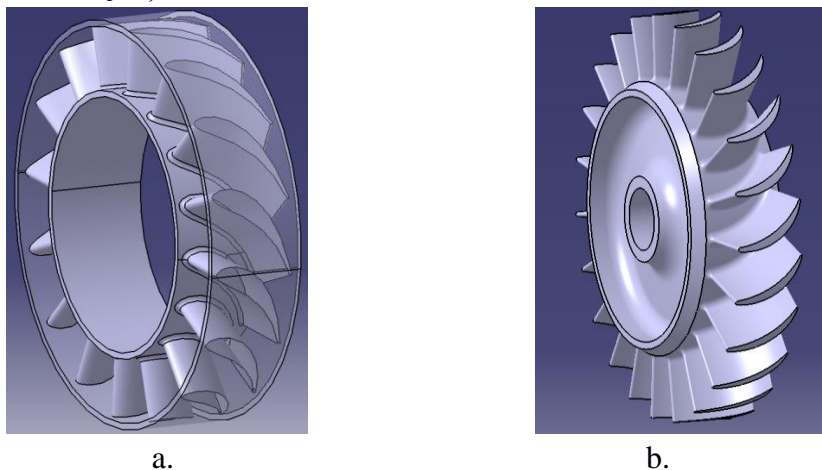


Figura 7.1. Rețele microturbină: a.stator, b. rotor (43)

Asemănător turbinei de referință au fost create modele 3D și a fost generată grila de calcul. Grila numerică a fost stabilită prin determinarea influenței acesteia asupra performanțelor turbinei. Pentru această grilă numerică nestructurată, celulele au o dimensiune generală de 0.5 mm, fiind îndesită în apropierea pereților și în apropierea orificiilor de injecție.

Modelul de turbulență și condițiile la limită au fost stabilite asemănător cazurilor pentru turbina de referință. Sistemul de injecție a fost generat conform metodologiei prezentate anterior, modelul 3D fiind prezentat în Figura 7.2. Pentru această microturbină a fost studiată curgerea prin rețele la regimul nominal și la 5 regimuri parțiale reprezentând regimuri de 70%, 74%, 76%, 78% și 81% din turația nominală. Parametrii regimurilor parțiale au fost determinați utilizând caracteristica turbinei și linia de lucru pentru micromotorul respectiv.

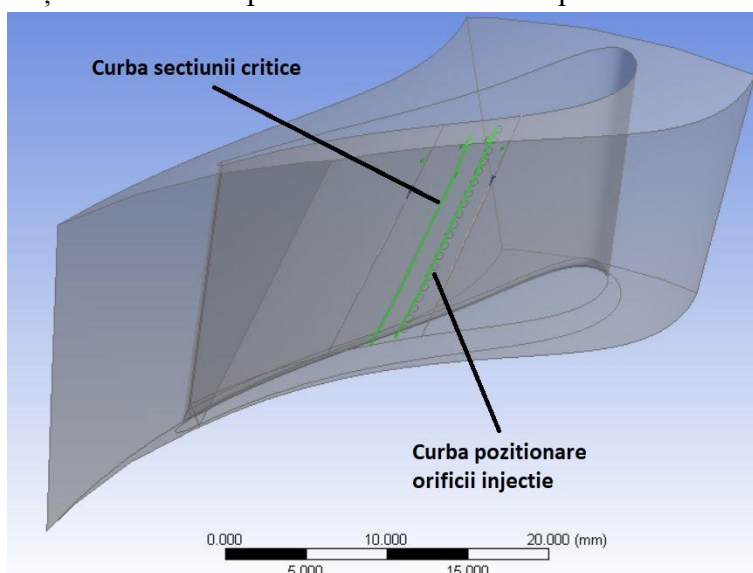


Figura 7.2. Volum fluid model 3D microturbină cu sistem de injecție (43)

În urma procesului de injecție a rezultat o creștere a puterii generate de turbină cu până la 21% în funcție de regimul parțial la care a fost realizat calculul. Asemeni regimurilor parțiale studiate pentru turbina de referință, și în cazul microturbinei se poate remarca o creștere a influenței sistemului cu creșterea regimului de funcționare. Pentru cazurile corespunzătoare regimurilor de 79% respectiv 81% din turația nominală, creșterea puterii generate de turbină după procesul de injecție este mai scăzută ca urmare a faptului că pentru aceste regimuri nu a putut fi injectat un debit de 2.5% din debitul fluidului de lucru. Acest lucru se datorează blocării debitului de fluid în orificiile de injecție.

Comparația puterii turbinei înainte și după procesul de injecție este prezentată în Figura 7.3 ce prezintă puterea dezvoltată de turbină pentru regimurile de funcționare a motorului înainte de procesul de injecție conform liniei de lucru. Se poate observa o creștere a pantei puterii dezvoltate în urma procesului de injecție.

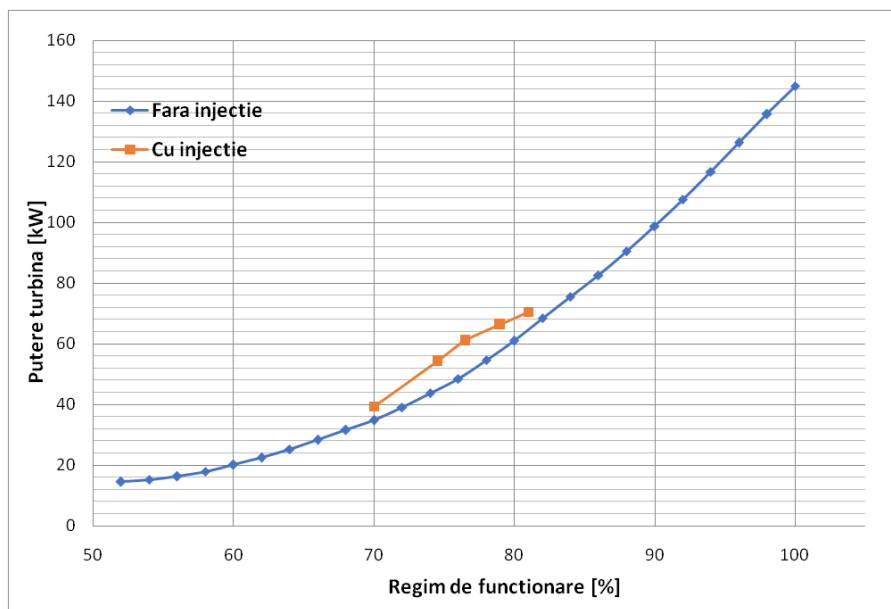


Figura 7.3. Comparația puterii dezvoltate de microturbină înainte și după injecție (43)

Asemănător rezultatelor obținute în cazul turbinei de referință, fluidul de lucru este deviat din apropierea extradosului ceea ce conduce la micșorarea secțiunii de curgere și implicit la accelerare fluidului și creșterea puterii dezvoltate de microturbină. Micșorarea secțiunii de trecere poate fi observată în Figura 7.4 unde este prezentată distribuția presiunii totale în rețeaua fixă la raza medie.

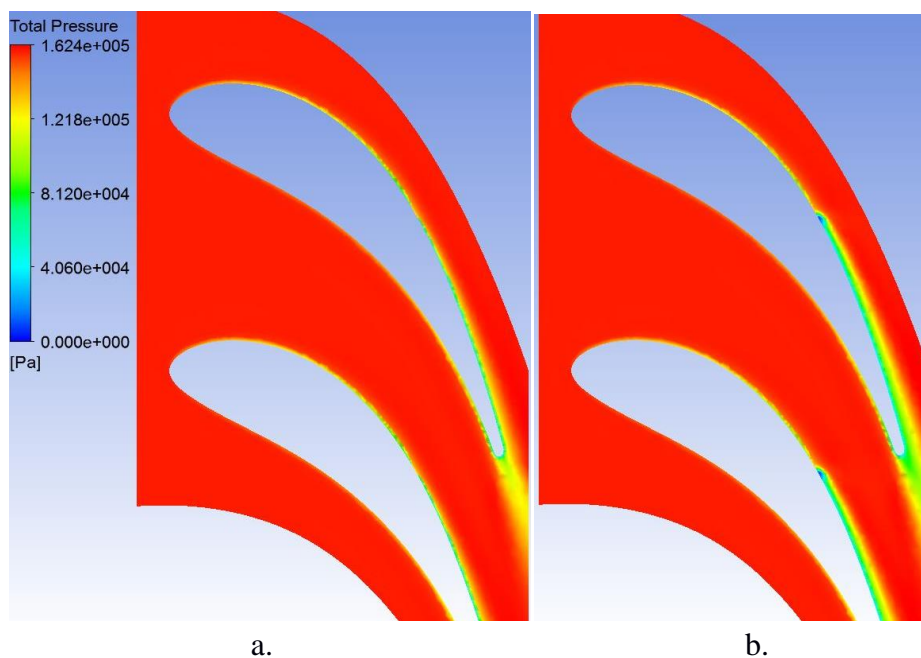


Figura 7.4. Presiune totală la raza medie pentru cazul: a. fără injecție, b. cu injecție (43)

O verificare a rezultatelor anterioare în ceea ce privește poziția optimă de injecție ( $Z_a$ ) a fost realizată în cazul acestei microturbine. Astfel, a rezultat o creștere a influenței sistemului de

injecție, din punct de vedere al puterii generate de rotorul turbinei la creșterea distanței axiale, atingerea unui maxim în jurul valorii  $Za \cong 0.28$ , urmată de o scădere a influenței.

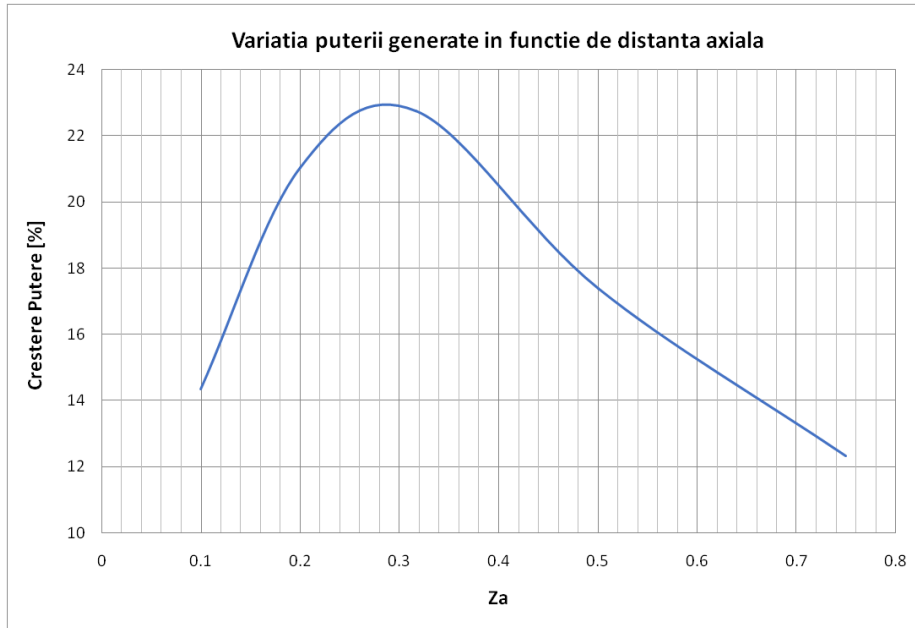


Figura 7.5. Variația influenței sistemului de injecție în funcție de poziționarea orificiilor

### Aplicarea sistemului de injecție pentru o turbină de mici dimensiuni

Sistemul de injecție prezentat în această lucrare a fost aplicat asemănător cazurilor descrise anterior pentru o altă turbină de mici dimensiuni a cărei geometrie și performanțe sunt cunoscute. Rețelele turbinei sunt prezentate în Figura 7.6.

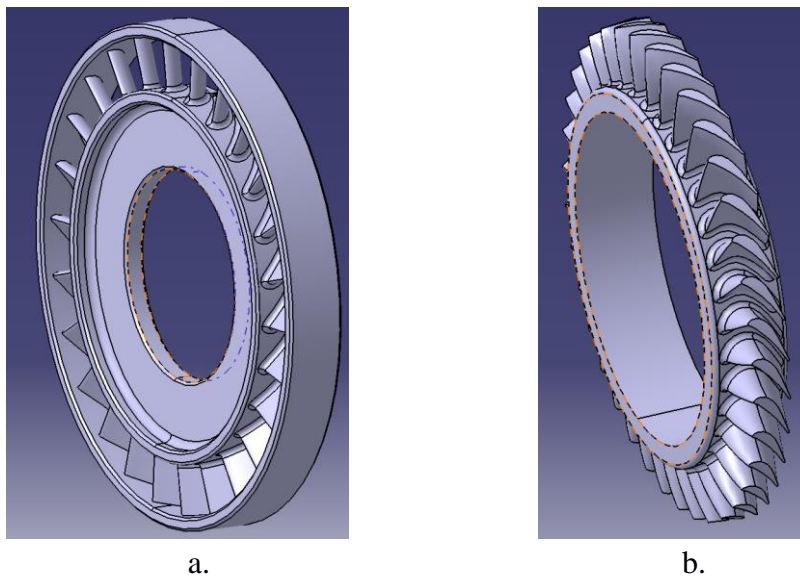


Figura 7.6. Rețele turbină de mici dimensiuni: a. statorul, b. rotorul

Sistemul de injecție a fost generat conform metodologiei prezentate anterior, modelul 3D fiind prezentat în Figura 7.7.

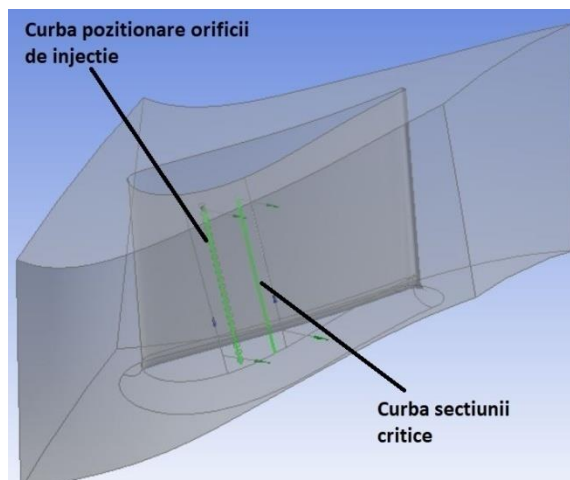


Figura 7.7. Volum fluid model 3D turbină de mici dimensiuni cu sistem de injecție

Evoluția curgerii prin rețeaua fixă în urma procesului de injecție este asemănătoare cazurilor anterioare, cu devierea fluidului de lucru în zona orificiilor și formarea unei zone de presiune scăzută în avalul secțiunii de injecție urmată de atașarea fluidului de injecție de extradusul profilului. În urma procesului de injecție puterea turbinei a crescut cu până la 21.5%. Și în cazul acestei geometrii se observă creșterea influenței sistemului de injecție asupra curgerii prin rețea și implicit asupra performanțelor cu creșterea regimului de funcționare.

Reprezentând grafic regimurile calculate înainte și după injecție în funcție de puterea dezvoltată, Figura 7.8, se poate observa, la fel ca în cazurile anterioare o creștere a pantei puterii dezvoltate de turbină la diferite regimuri. Astfel, se pot atinge puteri superioare fără a modifica parametrii de intrare în turbină. În acest mod poate fi crescut regimul motorului fără adaos de combustibil.

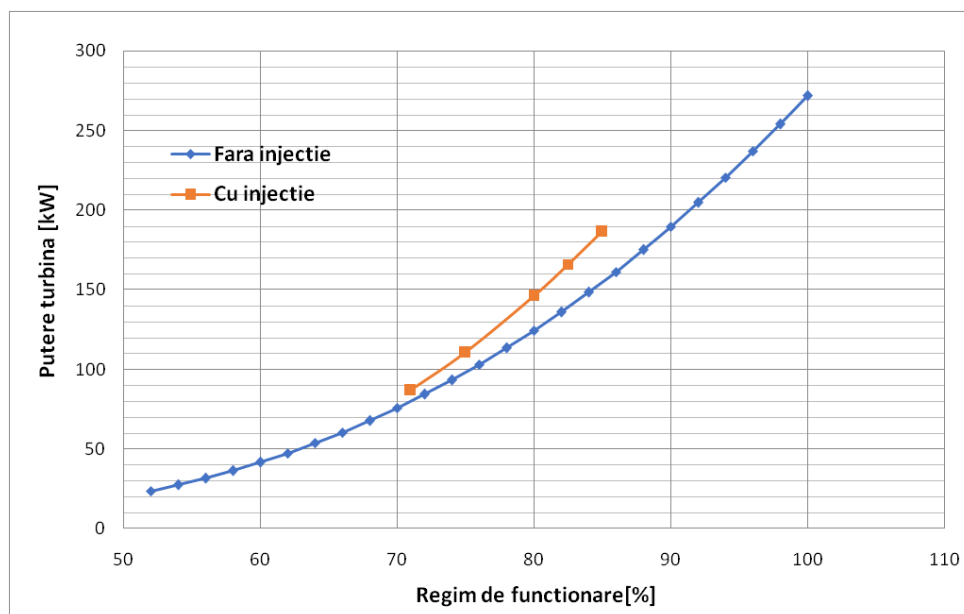


Figura 7.8. Comparația puterii dezvoltate de turbina de mici dimensiuni înainte și după injecție

## **Concluzii**

Pentru o validare suplimentară a rezultatelor obținute în cazul turbinei de referință, a fost aplicat sistemul de injecție și pentru alte două turbine axiale de dimensiuni diferite (cu puteri la regimul nominal de aproximativ 145 respectiv 274 KW). Astfel, au fost prezentate geometriile și parametrii celor două turbine, construcția modelului și analiza grilei numerice. În cazul microturbinei (putere nominală de aproximativ 145 KW) au fost studiate 5 regimuri cuprinse între 70% și 81%. Datele de intrare au fost stabilite pe baza liniei de lucru și a caracteristicii turbinei. Au fost obținute creșteri ale puterii generate de turbină cuprinse între 7.9% și 21%. Asemănător turbinei de referință, influența sistemului de injecție crește la urcare în regim a turbinei.

În cazul turbinei de mici dimensiuni (putere nominală de aproximativ 274 KW) au fost studiate 5 regimuri cuprinse între 71% și 85% conform liniei de lucru a motorului respectiv. Au fost obținute creșteri ale puterii generate cuprinse între 10.5% și 21.5%, cu o influență mai mare la regimuri mai ridicate. În cazul celor două turbine studiate, asemănător turbinei de referință, prin injecția fluidului în rețeaua fixă se realizează o deviere a fluidului de lucru în sensul micșorării secțiunii de trece, ceea ce conduce la accelerarea acestuia și implicit la creșterea puterii generate de turbină. Devierea fluidului de lucru și crearea unei zone de presiune scăzute în avalul secțiunii de injecție a fost indicată prin prezentarea presiunii totale și a presiunii statice absolute în plane din avalul secțiunii de injecție.

## **CAPITOLUL 8 - DETERMINAREA REACȚIEI ANSAMBLULUI TURBOMOTOR LA ACTIVAREA SISTEMULUI DE INJECȚIE**

În capitolele anterioare au fost prezentate performanțele turbinelor axiale la diferite regimuri înainte și după activarea sistemului de injecție. Aplicarea unui astfel de sistem de creștere a performanțelor în ansamblul unui turbomotor trebuie însă să țină cont și de influența sistemului asupra celorlalte componente ale ansamblului. Pentru a determina efectul activării sistemului de injecție asupra turbomotorului a fost realizată o schemă logică de determinare a răspunsului ansamblului la dezechilibrul creat. Mai apoi, utilizând o schemă logică similară este determinat debitul de combustibil necesar atingerii turației inițiale, înainte de activarea sistemului de injecție.

### **Determinarea regimului stabilizat după activarea sistemului de injecție**

În momentul activării sistemului de creștere a performanțelor, puterea dezvoltată de turbina respectivă crește, așa cum a fost prezentat în capitolele anterioare, rezultând un surplus de putere față de energia consumată de compresor. Acest lucru determină accelerarea rotorului respectiv și schimbarea regimurilor de funcționare pentru toate componentele motorului. Pentru a determina variația parametrilor motorului la acționarea sistemului de injecție, a fost dezvoltată schema logică prezentată în Figura 8.1.



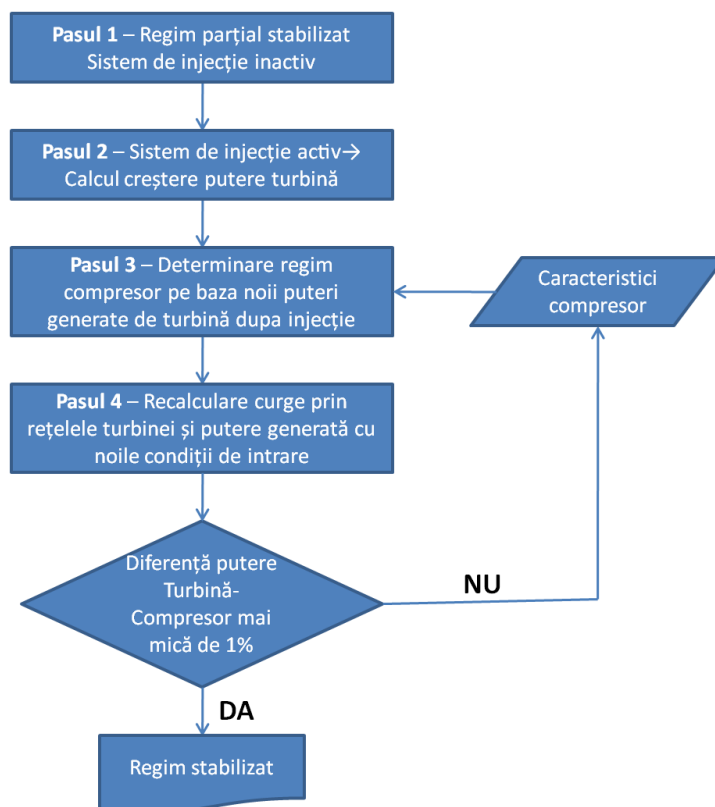


Figura 8.1. Schemă logică pentru determinarea regimului stabilizat după injecție (43)

Pentru această analiză a fost utilizată microturbina prezentată în capitolul 7.1, aceasta făcând parte din ansamblul gazogenerator al unui motor microturbojet pentru antrenarea unui compresor centrifugal. Parametrii motorului în acest stadiu sunt prezentați în Tabelul 8.1.

Tabelul 8.1. –Parametri motor înainte de injecție (43)

Caz	Regim [%]	Turație [rpm]	$P_3^*$ [bar]	$T_3^*$ [K]	$\dot{M}_3$ [kg/s]	$T_2^*$ [K]	$P_{inj}^*$ [bar]	$T_{inj}^*$ [K]	Diferență putere ( $W_T - W_C$ ) [kW]
Înainte de injecție	74%	59200	2.47	820	0.39	395	N/A	N/A	0 (0%)

Activarea sistemului de injecție presupune extracția unui debit de aproximativ 2.5% din debitul de aer. Pentru această analiză se consideră prelevarea aerului la iesirea din compresor, ca urmare funcționarea compresorului (și implicit puterea consumată de acesta) nu este afectată.. Cu noile date de intrare în turbină regimul de curgere este recalculat prin simulare numerică.

Tabelul 8.2. –Parametrii motor după injecție (43)

Caz	Regim	Turație	$P_3^*$ [bar]	$T_3^*$ [K]	$\dot{M}_3$ [kg/s]	$T_2^*$ [K]	$P_{inj}^*$ [bar]	$T_{inj}^*$ [K]	Diferență putere
-----	-------	---------	---------------	-------------	--------------------	-------------	-------------------	-----------------	------------------

	[%]	[rpm]							$(W_T - W_C)$ [kW]
După injecție	74%	59200	2.47	831	0.39	395	1.71	395	10.2 (22.3%)

Surplusul de putere generat de turbină conduce la accelerarea rotorului ceea ce determină un alt regim de funcționare a compresorului. Cu debitul de combustibil menținut constant și cu parametrii de ieșire din compresor, determinați pe baza caracteristicilor teoretice, este calculată temperatura de intrare în turbină și generat un nou set de parametrii de intrare pentru calculul numeric al turbinei. Regimul compresorului este determinat într-o primă iterație pe baza puterii turbinei după injecție și pe baza caracteristicilor teoretice și a liniei de lucru. Se realizează astfel pasul 3 al schemei logice.

Tabelul 8.3. –Parametri motor după accelerarea determinată de procesul de injecție (43)

Caz	Regim [%]	Turație [rpm]	$P_3^*$ [bar]	$T_3^*$ [K]	$\dot{M}_3$ [kg/s]	$T_2^*$ [K]	$P_{inj}^*$ [bar]	$T_{inj}^*$ [K]	Diferență putere $(W_T - W_C)$ [kW]
Regim nou după injecția de fluid	78%	62400	2.74	805	0.43	407	1.91	407	1.8 (3.1%)

Deoarece pentru noul regim determinat anterior puterea turbinei este mai mare decât puterea compresorului cu aproximativ 3%, rotorul continuă să se accelereze. Astfel, o nouă iterație este realizată utilizând un nou punct pe caracteristica compresorului și recalculând temperatura de intrare în turbină. Noii parametri ai motorului rezultați din a doua iterație sunt prezentați în Tabelul 8.4.

Tabelul 8.4.–Parametri motor după accelerare, a doua iterație (43)

Caz	Regim [%]	Turație [rpm]	$P_3^*$ [bar]	$T_3^*$ [K]	$\dot{M}_3$ [kg/s]	$T_2^*$ [K]	$P_{inj}^*$ [bar]	$T_{inj}^*$ [K]	Diferență putere $(W_T - W_C)$ [kW]
Regim nou iterația 2	79%	63200	2.80	792	0.44	410	1.96	410	-0.3 (0.5%)

Cu diferența dintre puterile compresorului și a turbinei mai mică de 1% se consideră, pentru acest studiu, ca motorul a ajuns la un regim stabilizat. Chiar dacă motorul a atins o turație

mai mare, caștigurile obținute sunt ne semnificative deoarece turbina a extras mai multă energie din debitul de gaze fierbinți determinând o temperatură mai mică la intrarea în ajutor ceea ce diminuează efectul debitului crescut de aer ca urmare a accelerării compresorului.

### Determinarea regimului inițial prin reducerea debitului de combustibil

Pentru a determina regimul inițial de funcționare, regimul înainte de activarea sistemului de injecție un proces logic a fost creat, asemănător celui prezentat în Figura 8.1, prin care debitul de combustibil este scăzut treptat iar regimul de funcționare al motorului este aproximat pe baza caracteristicilor teoretice, a liniei de lucru și a calcului numeric asupra curgerii prin turbină. Procesul iterativ este prezentat în Figura 8.2.

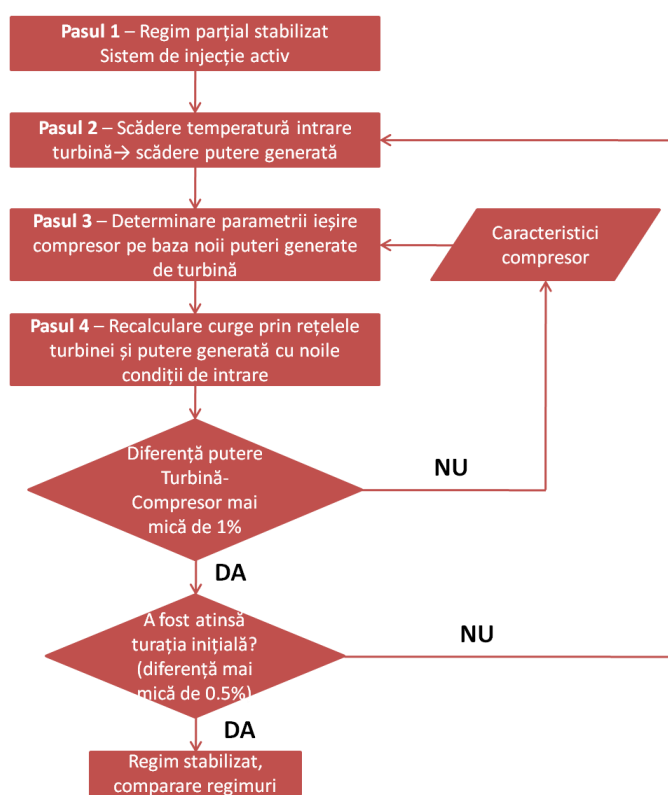


Figura 8.2. Schemă logică pentru determinarea regimului inițial cu sistemul de injecție activ (43)

Pornind de la regimul stabilizat atins după injecție, parametrii motorului fiind prezenți în Tabelul 8.4, temperatura de intrare în turbină a fost scăzută cu o valoare inițială de 20 de grade.

Tabelul 8.5.–Parametri motor după scăderea temperaturii de intrare în turbină (43)

Caz	Regim [%]	Turație [rpm]	$P_3^*$ [bar]	$T_3^*$ [K]	$\dot{M}_3$ [kg/s]	$T_2^*$ [K]	$P_{inj}^*$ [bar]	$T_{inj}^*$ [K]	Diferență putere ( $W_T - W_C$ ) [kW]

Regim după scăderea temperaturii	79%	63200	2.80	772	0.44	410	1.96	410	-8.2 (13.9%)
----------------------------------	-----	-------	------	-----	------	-----	------	-----	--------------

Puterea dezvoltată de turbină în urma scăderii temperaturii de intrare sugerează un regim de funcționare de 76%. Astfel, parametrii de ieșire din compresor sunt determinați folosind caracteristicile teoretice și linia de lucru. Cu noii parametrii la ieșirea din compresor este recalculată temperatura de intrare în turbină urmată de recalcularea curgerii prin rețelele turbinei. Rezultatele acestui calcul sunt listate în Tabelul 8.6.

Tabelul 8.6.–Parametri motor după decelerarea cauzată de scăderea temperaturii de intrare în turbină (43)

Caz	Regim [%]	Turație [rpm]	$P_3^*$ [bar]	$T_3^*$ [K]	$\dot{M}_3$ [kg/s]	$T_2^*$ [K]	$P_{inj}^*$ [bar]	$T_{inj}^*$ [K]	Diferență putere ( $W_T - W_C$ ) [kW]
Decelerare după scăderea temperaturii	76%	60800	2.60	803	0.412	401	1.82	401	-1.8 (3.6%)

Cu puterea turbinei mai mică decât puterea consumată de compresor, regimul motorului continuă să scadă, astfel o nouă iterație este realizată pentru determinarea regimului stabilizat.

Tabelul 8.7.–Parametri motor după decelerarea cauzată de scăderea temperaturii de intrare în turbină, a doua iterație (43)

Caz	Regim [%]	Turație [rpm]	$P_3^*$ [bar]	$T_3^*$ [K]	$\dot{M}_3$ [kg/s]	$T_2^*$ [K]	$P_{inj}^*$ [bar]	$T_{inj}^*$ [K]	Diferență putere ( $W_T - W_C$ ) [kW]
Decelerare a doua iterație	75%	60000	2.53	812	0.4	398	1.77	398	0.4 (0.8%)

Deoarece diferența de putere între cele două componente este mai mică de 1% se consideră că regimul atins este unul stabil. Totuși, turația inițială, 59200, nu a fost atinsă, astfel procesul iterativ continuă cu o nouă scădere a temperaturii de intrare în turbină, respectiv a debitului de combustibil. Rezultatele celei de a doua scăderi a temperaturii sunt prezentate în Tabelul 8.8.

Tabelul 8.8.–Parametri motor după decelerare, a doua scădere a temperaturii (43)

Caz	Regim [%]	Turație [rpm]	$P_3^*$ [bar]	$T_3^*$ [K]	$\dot{M}_3$ [kg/s]	$T_2^*$ [K]	$P_{inj}^*$ [bar]	$T_{inj}^*$ [K]	Diferență putere ( $W_T - W_C$ ) [kW]
Regim după a doua scădere a temperaturii	75%	60000	2.53	810	0.4	398	1.77	398	-1.4 (2.9%)

După scăderea temperaturii se realizează o diferență între puterea generată și puterea consumată, astfel turația motorului scade.

Tabelul 8.9.–Parametri motor după decelerare, a doua scădere a temperaturii, a doua iterație de calcul (43)

Caz	Regim [%]	Turație [rpm]	$P_3^*$ [bar]	$T_3^*$ [K]	$\dot{M}_3$ [kg/s]	$T_2^*$ [K]	$P_{inj}^*$ [bar]	$T_{inj}^*$ [K]	Diferență putere ( $W_T - W_C$ ) [kW]
Regim stabil a doua iterație	74%	59200	2.47	810	0.39	395	1.71	395	-0.2 (0.4%)

După al doilea proces iterativ de decelerare a fost atinsă turația inițială, regimul fiind unul stabil. Comparând cele două regimuri, cel dinaintea activării sistemului de injecție și cel atins după activarea sistemului și scăderea debitului de combustibil a rezultat o scădere cu aproximativ 5% fără variații semnificative ale forței de tracțiune. Astfel, procesul de injecție determină o scădere a consumului specific.

## Concluzii

Studiul prezentat în acest capitol reprezintă o estimare inițială a comportării motorului și a componentelor acestuia la activarea sistemului de injecție. Chiar dacă introducerea unui astfel de sistem pentru microturbine nu este fezabilă, complicațiile tehnologice fiind nejustificate, în ceea ce privește avantajele sistemului, studiul reprezintă o primă analiză cu privire la răspunsul ansamblului turbomotor la activarea sistemului de injecție.

În cazul turbinei de putere discutate în capitolele anterioare caștigurile aduse de sistemul de injecție au fost ușor de intuit, o creștere a puterii turbinei se traduce în creșterea puterii către consumator sau reducerea regimului gazogeneratorului pentru aceeași putere transmisă consumatorului, reducând astfel consumul de combustibil. În cazul turbinelor din ansamblul

gazogeneratoarelor sistemul de injecție influențează atât componentele din avalul turbinei cât și pe cele din amonte. Utilizarea sistemului de injecție, în acest caz, conduce la o mai bună extracție a energiei din debitul gazelor fierbinti reducând energia disponibilă componentelor din aval. Astfel, introducerea unui astfel de sistem trebuie să țină cont de regimurile de funcționare ale tuturor componentelor implicate, în unele cazuri caștigurile putând fi ne semnificative.

## **CAPITOLUL 9 – CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI PERSPECTIVE DE VIITOR**

### **Concluzii generale**

Prezenta lucrare studiază performanțele turbinelor axiale și variația acestor performanțe la încărcări și regimuri parțiale. Chiar dacă aceste sisteme ating în turbomotoarele moderne puteri, eficiențe și fiabilitați ridicate, aceste performanțe sunt atinse pentru un interval restrâns al condițiilor de funcționare. Cu îndepărtarea de regimul nominal, regim pentru care a fost proiectată turbina respectivă, performanțele acesteia scad puternic.

O analiză a literaturii științifice în domeniul turbinelor axiale a identificat metode empirice de determinare a performanțelor la regimuri parțiale, dar în ceea ce privește metodele de diminuare a acestui neajuns nu a fost identificată o soluție ce poate fi aplicată turbomotoarelor existente. Câteva soluții de adaptare a regimului de curgere prin rețele la condițiile de intrare în turbină au fost identificate, aceste soluții fiind însă inutilizabile, deoarece afectează fiabilitatea motorului sau impactul lor este unul limitat.

Lucrarea prezintă metodele de calcul a performanțelor turbinelor axiale, pe baza triunghiurilor de viteze, dar și calcularea pierderilor pe baza unor metode empirice cu o largă utilizare în industrie. Scăderea performanțelor turbinelor axiale la regimuri parțiale este cauzată de modificarea triunghiurilor de viteze ca urmare a modificării condițiilor de intrare. Astfel, în această lucrare a fost propusă și analizată o metodă pentru diminuarea acestor efecte prin îmbunătățirea performanțelor la regimuri parțiale. Prin injecția fluidului în puncte specifice ale statorului este urmărită devierea fluidului de lucru și micșorarea secțiunii de trecere prin rețeaua fixă. Astfel, este determinată o accelerare a fluidului de lucru la ieșirea din stator, ceea ce conduce la creșterea puterii dezvoltate de turbină conform ecuației Euler.

A fost propusă o metodologie de cercetare în scopul caracterizării metodei de injecție, din punct de vedere al influenței asupra performanțelor turbinei. A fost astfel selectată o turbină de referință, a cărei geometrie este cunoscută și a fost definită curgerea prin rețelele respective atât la regimul nominal cât și la un regim parțial prin calcul numeric de tip CFD.

Caracterizarea sistemului de injecție a fost realizată prin determinarea influenței diversilor parametri, atât geometrici cât și a parametrilor gazodinamici Prin variația acestor parametri a fost obținută o matrice de experimentare pentru modelul 2D constând în aproximativ 101 cazuri numerice. Rezultatele au arătat că injecția fluidului în rețeaua fixă determină devierea fluidului de lucru din apropierea orificiului de injecție și apariția unei zone de presiune scăzută. Această zonă determină scăderea secțiunii de trecere prin rețeaua fixă ceea ce conduce la accelerarea fluidului

de lucru. Parametrii descriși anterior influențează amplitudinea și poziționarea acestei zone. În cazul unghiului de injecție a rezultat că injecția perpendiculară conduce la cele mai bune rezultate, influența sistemului scăzând liniar cu scăderea unghiului de injecție. Un efect similar a fost determinat în cazul debitului de fluid injectat, scăderea debitului determinând o scădere a influenței sistemului. A fost identică o poziție optimă a distanței axiale, a orificiilor de injecție. Astfel, pentru o valoare a acestui parametru de aproximativ 0.27, bula de presiune scăzută este poziționată în așa fel încât se obține micșorarea maximă a secțiunii minime a rețelei fixe. Dimensiunile orificiilor de injecție au, de asemenea, o influență asupra eficienței injecției. Scăderea dimensiunilor determină creșterea vitezei de injecție și creșterea zonei de presiune scăzută. În ceea ce privește temperatura fluidului injectat, creșterea temperaturii determină creșterea vitezei de injecție și implicit a influenței sistemului după o variație liniară.

Pe baza rezultatelor obținute pentru modelul simplificat a fost determinată influența diferiților parametri cum ar fi: dimensiunile orificiilor, numărul acestora dar și a distanței axiale în scopul verificării rezultatelor obținute anterior, pentru modelul tridimensional. Analiza rezultatelor a confirmat existența poziției optime de plasare a orificiilor pe extradados, la o distanță axială de aproximativ 0.27. Rezultatele au arătat, de asemenea, că influența sistemului de injecție asupra curgerii prin rețele și asupra performanțelor turbinei este mai mare în cazul utilizării unui număr mare de orificii de injecție cu dimensiuni cât mai mici. Astfel, pentru a cuantifica atât efectul dimensiunilor orificiilor, cât și a numărului acestora a fost definit un nou parametru denumit grad de acoperire. Reprezentarea rezultatelor în funcție de acest parametru a arătat că influența sistemului crește liniar cu creșterea acestui parametru, putând fi atinse creșteri ale puterii generate de rotorul turbinei >30% pentru un grad de acoperire >70%.

Pentru a determina eficiența sistemului de injecție în funcție de regimul de funcționare au fost calculate performanțele turbinei, înainte și după injecție, pentru un număr de 5 regimuri parțiale. Din această analiză a rezultat faptul că efectul sistemului nu este limitat pentru un singur regim parțial și că acesta poate fi utilizat pe o gamă largă de regimuri. A rezultat de asemenea, că influența sistemului asupra performanțelor turbinei crește cu creșterea regimului de funcționare, puterea turbinei crescând, în urma procesului de injecție cu 21% până la 25% în funcție de regimul studiat.

Sistemul de injecție a fost aplicat și pentru alte turbine axiale de dimensiuni diferite. Au fost alese pentru acest studiu două turbine axiale, monoetajate, cu puteri nominale de aproximativ 150, respectiv 280 kW. În ambele cazuri a fost prezentată construcția modelului numeric, sistemul de injecție fiind aplicat pentru 5 regimuri parțiale pentru fiecare turbină. A rezultat, la fel ca în cazul turbinei de referință, că sistemul produce devierea fluidului de lucru în apropierea secțiunii minime a rețelei fixe, conducând la accelerarea fluidului de lucru și implicit la creșterea puterii generate de rotor. A fost, de asemenea, verificată concluzia determinată în cazurile anterioare cu privire la existența unei poziții optime a orificiilor de injecție. Analiza a confirmat rezultatele determinate anterior, identificând o poziție optimă la o distanță axială de aproximativ 0.28. Și în cazul celor două turbine, la fel ca în cazul turbinei de referință, a rezultat că sistemul de injecție are o influență mai puternică la regimuri mai ridicate, putând fi atinse creșteri ale puterii generate cu 21% în funcție de regimul studiat, pentru ambele turbine.

Implementarea unui astfel de sistem de creștere a performanțelor reprezintă un proces complex ce necesită cunoașterea caracteristicilor și a modului de funcționare a motorului respectiv și a componentelor acestuia. În acest sens a fost realizat un studiu de determinare a efectului asupra ansamblului motor și a componentelor acestuia la activare sistemului de injecție în cazul unei turbine din ansamblul gazogenerator. Analiza s-a bazat pe o schemă logică de calcul iterativ a puterii generate de turbină după injecție și a regimurilor atinse de compresor ca urmare a puterii crescute. Dacă injecția de fluid a determinat o creștere importantă a turației și a regimul motorului, beneficiile aduse de această creștere sunt limitate datorită faptului că în urma injecției a fost realizată o mai bună extracție a energiei mecanice din energia potențială a gazelor de ardere de către turbină. În acest mod energia disponibilă ajutorului de evacuare scade diminuând astfel efectul creșterii debitului de aer ca efect al accelerării compresorului. A fost, de asemenea, introdusă o schemă logică de scădere a regimului atins după procesul de injecție în scopul atingerii turației inițiale. Procesul iterativ se bazează pe calcularea puterii generate de turbină și a regimului rezultat al compresorului la scăderea debitului de combustibil. Analiza a arătat că același regim de funcționare poate fi atins cu o scădere a consumului de combustibil de aproximativ 5% fără modificări notabile ale forței de tracțiune, îmbunătățind astfel consumul specific al motorului respectiv.

### **Contribuții personale**

Au fost aduse contribuții prin propunerea unei metode noi de creștere a performanțelor, caracterizarea metodei respective și determinarea influenței diferiților parametri precum și determinarea influenței asupra componentelor și a motorului în general. Sistemul propus nu are în componență elemente mobile fiind potrivit condițiilor de funcționare specifice motoarelor moderne, atingând în funcție de configurația sistemului creșteri ale puterii generate de peste 30%. Astfel, sunt aduse contribuții în ceea ce privește îmbunătățirea performanțelor turbinelor axiale și a motoarelor ce funcționează la regimuri parțiale. Se contribuie astfel la reducerea consumului de combustibil, a emisiilor de noxe și a gazelor cu efect de seră. De asemenea, lucrarea contribuie la lărgirea intervalului de aplicabilitate al turbomotoarelor ca urmare a creșterii performanțelor la regimuri scăzute.

Lucrarea contribuie și la identificarea influenței diversilor parametri, atât geometrici, cât și gazodinamici asupra performanțelor turbinei, generând un set de date numerice și tendințe de variație pentru o serie de parametri analizați. Studiile realizate în cadrul acestei lucrări au condus la identificarea unei poziții optime a orificiilor de injecție pe extradadosul rețelei fixe. Influența sistemului de injecție este maximă, pentru condițiile respective, dacă injecția se realizează la o valoare a distanței axiale de aproximativ 0.27. A fost de asemenea determinată influența sistemului asupra diferitelor regimuri parțiale, demonstrând că sistemul poate fi aplicat pe un interval larg de regimuri. Astfel, a rezultat că sistemul de injecție are o influență mai accentuată la regimuri mai ridicate.

Lucrarea contribuie și la verificarea metodei propuse pentru diferite geometrii de turbină. În acest sens, a fost demonstrat că sistemul poate fi aplicat, cu rezultate similare, pentru turbine



de dimensiuni diferite pe un interval larg de regimuri de funcționare. Studiile au arătat, la fel ca în cazul anterior, că sistemul are o influență mai accentuată la regimuri ridicate.

De asemenea, lucrarea contribuie la determinarea influenței unei astfel de metode asupra funcționării motoarelor pentru care acest sistem este activ. În acest sens a fost introdusă o schemă logică de calcul și a fost realizată o analiză de determinare a răspunsului ansamblului motor și a componentelor acestuia la activarea sistemului de injecție.

### **Direcții de cercetare în viitor**

Validarea experimentală a rezultatelor obținute în cadrul acestei teze reprezintă principala direcție de cercetare viitoare. Reproducerea condițiilor folosite în studiile prezentate anterior reprezintă un proces complex fiind necesare standuri de experimentare dedicate, tehnici de măsurare complexe și instrumentare specifică.

O optimizare a sistemului de injecție poate fi realizată prin utilizarea unor configurații diferite ale orificiilor de injecție. Poziționarea orificiilor în lungul a două sau mai multe linii pe direcția radială a extradosului rețelei fixe poate conduce la creșterea distanței dintre orificii simplificând astfel procesul de fabricație fără a diminua semnificativ influența sistemului. Optimizarea sistemului poate fi realizată și prin utilizarea unui sistem de injecție pulsatoriu.

Introducerea unei metode empirice de calcul a influenței sistemului de injecție reprezintă o altă direcție importantă de cercetare în viitor. Pe baza rezultatelor obținute în cadrul acestei teze, în ceea ce privește influența diversilor parametri asupra influenței sistemului, factori de corecție empirici pot fi determinați pentru calibrarea unei metode analitice simplificate. Introducerea unei astfel de metode ar conduce la o simplificare a procedurii și a timpului de calcul pentru diverse configurații ale sistemului de injecție.

O altă direcție de cercetare în viitor este și studiul curgerii prin canalele de injecție. În acest sens studiile trebuie să se concentreze pe determinarea pierderilor de presiune, a transferului de caldură și a geometriilor interioare ale canalelor de injecție.

De asemenea, prezentul studiu s-a bazat pe o geometrie simplă a turbinei, fără sisteme complexe de răcire. Interacțiunea sistemului de injecție cu sistemele de răcire a paletelor reprezintă o altă direcție de cercetare în viitor. Interacțiunea celor două sisteme reprezintă un proces complex fiind necesară o putere mare de calcul și o atenție deosebită asupra modelului numeric.

## **CAPITOLUL 10 - BIBLIOGRAFIE**

1. **Boyce, Meherwan P.** *Gas Turbine Engineering Handbook*. s.l. : Elsevier Science, 2011. 0123838436.
2. **Sumanta Acharya, Yousef Kanani,** Chapter Three - Advances in Film Cooling Heat Transfer. [autorul cărții] John P. Abraham, John M. Gorman Ephraim M. Sparrow. *Advances in Heat Transfer*. s.l. : Elsevier, 2017.
3. *CFD Analysis for Axial Turbine Performance Maps Estimation*. **Razvan Nicoara, Daniel Olaru**. 1, Bucharest : TURBO Scientific Journal, 2019, Vol. 6.

4. *Axial Turbine Performance Estimation During Dynamic Operations*. **Razvan Nicoara, Valeriu Vilag, Jeni Vilag, Zoltan Kolozvary**. 2, s.l. : International Journal of Aeronautical and Space Sciences, 2021, Vol. 22. <https://doi.org/10.1007/s42405-020-00312-4>.
5. **D.G. Ainley, G.C.R. Mathieson**. *A method of performance estimation for axial-flow turbines*. London : AERONAUTICAL RESEARCH COUNCIL REPORTS AND MEMORANDA, 1951.
6. *Improvements to the Ainley-Mathieson Method of Turbine Performance Prediction*. **Dunham, J., and Came, P. M.** 3, s.l. : ASME Journal of Engineering for Power, 1970, Vol. 92.
7. *Off-Design Flow Analysis and Performance Prediction of Axial Turbines*. **Milan Petrovic, Walter Riess**. Orlando, Florida, USA : Proceedings of the ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. Volume 1: Aircraft Engine; Marine; Turbomachinery; Microturbines and Small Turbomachinery, 1997. <https://doi.org/10.1115/97-GT-055>.
8. **Clarence Edgar Le Bell, Alvin Taub**. *VARIABLE STATOR WANES*. 3237918 Washington, D.C, SUA, 30 August 1966.
9. **Wang, Yang**. Study of Power Minimization of Co-Flow Jet Active Flow Control with Fixed Airfoil Geometry. *Master's thesis*. Miami, SUA : University of Miami, 2019.
10. *Aerodynamic Performance Analysis of Co-Flow Jet Airfoil*. **C M Vigneswaran, Vishnu Kuma**. 1, s.l. : International Journal of Aviation, Aeronautics, and Aerospace, 2021, Vol. 8.
11. *Aerodynamic performance enhancement of co-flow jet airfoil with simple high-lift device*. **Haolin Zhi, Zhenhao Zhu, Yujin Lu, Shuanghou Deng, Tianhang Xiao**. 9, s.l. : Chinese Journal of Aeronautics, 2021, Vol. 34.
12. *A Novel Airfoil Circulation Augment Flow Control Method Using Co-Flow Jet*. **Gecheng Zha, Craig Paxton**. s.l. : AIAA, 2004. DOI: 10.2514/6.2004-2208.
13. *Velocity Field for an Airfoil with Co-Flow Jet Flow Control*. **AAdam Wells, Clark Conley, Bruce Carroll, Craig Paxton, Gecheng Zha**. s.l. : 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2006. DOI: 10.2514/6.2006.
14. *Effects of CoFlow-Jet Active Flow Control on Airfoil Stall*. **Shima Yazdani, Erfan Salimipour, Ayoub Salimipour, Mikhail Sheremet, Mohammad Ghalambaz**. 6, s.l. : International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, 2023, Vol. 33. <https://doi.org/10.1108/HFF-04-2022-0219>.
15. *Separation Control on a Very High Lift Low Pressure Turbine Airfoil Using Pulsed Vortex Generator Jets*. **Ralph Volino, Mounir Ibrahim**. s.l. : Applied Thermal Engineering, 2012, Vol. 49. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.08.028>.
16. **McQuilling, Mark**. Experimental Study Of Active Separation Flow Control In A Low Pressure Turbine Blade Cascade Model. *Master's Thesis*. Lexington, Kentucky, SUA : University of Kentucky, 2004.
17. *Turbine blade boundary layer separation suppression via synthetic jet: An experimental and numerical study*. **hiara Bernardini, Mauro Carnevale, Madhab Manna, Francesco Martelli, Daniele Simoni, Pietro Zunino**. s.l. : Journal of Thermal Science, 2012, Vol. 21. <https://doi.org/10.1007/s11630-012-0561-2>.
18. *Separation and Transition Control on an Aft-Loaded Ultra-High-Lift LP Turbine Blade at Low Reynolds Numbers: Low-Speed Investigation*. **Xue Zhang, Maria Vera-Morales, Howard Hodson, Neil Harvey**. 3, s.l. : Journal of Turbomachinery-Transactions of The Asme, 2006, Vol. 128. <https://doi.org/10.1115/1.2187524>.
19. *Validation of RANS-Modelling Approaches for Active Flow Control by Vortex Generating Jets in a Low-Pressure Turbine Cascade*. **Florian Herbst, Marc Biester, Andreas Fiala, Karl**

- Engel, Joerg Seume.** Marseille, France : Proceedings of 8th International Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Measurements – ETMM8, 2010.
20. *A numerical study of active flow control for low pressure turbine blades.* **Christian Rohr, Zhiyin Yang.** Xian, China : Proceedings of 4th International Symposium on Jet Propulsion and Power Engineering, 2012.
21. *Numerical Investigation of Active Flow Control for Low-Pressure Turbine Blade Separation.* **Dieter Postl, Andreas Gross, H. Fasel.** Reno, Nevada : 42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2004. <https://doi.org/10.2514/6.2004-750>.
22. *Numerical Simulation of a Low Pressure Turbine Blade Employing Active Flow Control.* **Marshall Galbraith, Amit Kasliwal, Kirti Ghia, Urmila Ghia.** Miami, Florida, USA : Proceedings of the ASME 2006 2nd Joint U.S.-European Fluids Engineering Summer Meeting Collocated With the 14th International Conference on Nuclear Engineering, 2006. <https://doi.org/10.1115/FEDSM2006-98566>.
23. *Simulation of Active Flow Control for a Low Pressure Turbine Blade Cascade.* **Andreas Gross, H. Fasel.** Reno, Nevada : 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2005. <https://doi.org/10.2514/6.2005-869>.
24. *Active Flow Control of Low-Pressure Turbine Separation.* **Wolfgang Balzer, Andreas Gross, H. Fasel.** Pittsburgh, PA, USA : DoD High Performance Computing Modernization Program Users Group Conference, 2007. doi: 10.1109/HPCMP-UGC.2007.8..
25. *Transient Performance of Separated Flows: Characterization and Active Flow Control.* **Jorge Saavedra, Guillermo Paniagua.** 1, s.l. : Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, Vol. 141. <https://doi.org/10.1115/1.4040685>.
26. *Experimental analysis of Reynolds effect on flow detachment and sudden flow.* **Saavedra, J (Saavedra, Jorge) și Paniagua, G.** s.l. : EXPERIMENTAL THERMAL AND FLUID SCIENCE, Vol. 126. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2021.110398.
27. *Response of Separated Boundary Layers to Steady and Pulsated Flow Injection.* *Journal of Turbomachinery.* **Hunter Nowak, Federico Rodríguez, Iman Rahbari, John Clark, Guillermo Paniagua.** 6, s.l. : Journal of Turbomachinery, 2022, Vol. 145. <https://doi.org/10.1115/1.4056184>.
28. *Stability-analysis-based optimization to control flow separation over a diffusing.* **Wang, YZ (Wang, Yinzhu), Ferrer, E (Ferrer, Esteban) și Saavedra, J.** 1, s.l. : PHYSICS OF FLUIDS, Vol. 33. DOI: 10.1063/5.0034892.
29. *Analysis of the boundary layer stability to assess flow separation control capability in.* **Padilla Montero, Iván & Saavedra, Jorge & Paniagua.** Glasgow, UK : 7th European Conference on Computational Fluid, 2018.
30. *Optimization of the base bleed to control trailing edge flows in a wide range of Mach.* **Martinez-Cava, Alejandro & Valero, Eusebio & Saavedra, Jorge & Lozano, Francisco & Paniagua, Guillermo.** Madrid, Spain : 8th European Conference For Aeronautics And Aerospace Sciences (EUCASS), 2019.
31. *urbine blade boundary layer separation suppression via synthetic jet: An experimental and numerical study.* **Chiara Bernardini, Mauro Carnevale, Madhab Manna, Francesco Martelli, Daniele Simoni, Pietro Zunino.** s.l. : Journal of Thermal Science, 2012.
32. *Application and Improvement of Gas Turbine Blades Film Cooling.* **Koval, Svetlana.** Singapore : International Conference on Aerospace System Science and Engineering, 2018.
33. *Film cooling of cylindrical holes on turbine blade suction side near leading edge.* **Zhiyu Zhou, Haiwang Li, Haichao Wang, Gang Xie, Ruquan You.** s.l. : International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, Vol. 141.

34. *Scaling criteria accuracy for turbine blade film cooling effectiveness at unmatched temperature ratio conditions.* **Weicheng Zhao, Zhongran Chi, Shusheng Zang.** s.l. : Applied Thermal Engineering, 2021, Vol. 197.
35. *Enhancing film cooling effectiveness in a gas turbine end-wall with a passive semi cylindrical trench.* **Ravi Duraisamy, Parammasivam Mahali.** 3, s.l. : Thermal Science, 2019, Vol. 23.
36. *Numerical and experimental investigation of turbine blade film cooling.* **Amar Berkache, Dizene Rabah.** s.l. : Heat and Mass Transfer, 2017, Vol. 53.
37. *Cooling and Capability Analysis Methodology: Towards Development of a Cost Model for Turbine Blades Film Cooling Holes.* **Javier Continente, Essam Shehab, Konstantinos Salonitis, Sree Tammineni, Phani Chinchapatnam.** TU Delft, Delft, Netherlands : Proceedings of The 22nd ISPE Conference on Concurrent Engineering, 2015.
38. *Conjugate calculation of a film-cooled blade for improvement of the leading edge cooling configuration.* **Norbert Moritz, Karsten Kusterer, Dieter Bohn, Takao Sugimoto, Ryoza Tanaka, Tomoki Taniguchi.** s.l. : Propulsion and Power Research, 2013.
39. **S.L. Dixon, C.A. Hall.** *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery 7th edition.* USA : Elsevier Inc., 2014.
40. *A Procedure for Estimating Losses in the Flow Path of Axial Turbines in Calculating Their Characteristics.* **M. Kh. Mukhtarov, V. I. Krichakin.** s.l. : Teploenergetika, 1969, Vol. 7.
41. *Numerical Study Of Axial Turbines Performance En-hancement Technique By Specific Fluid Injection.* **Razvan Nicoara, Daniel Crunteanu, Valeriu Vilag.** 3, Bucharest : U.P.B. Scientific Bulletin Series D, 2022, Vol. 83.
42. *Axial Turbine Performance Enhancement by Specific Fluid Injection.* **Razvan Nicoara, Daniel Crunteanu, Valeriu Vilag.** 47, s.l. : Aerospace, 2023, Vol. 10.  
<https://doi.org/10.3390/aerospace10010047>.
43. *Application of a Performance-Improvement Method for Small-Size Axial Flow Turbines.* **Razvan Nicoara, Daniel Crunteanu, Valeriu Vilag.** 928, s.l. : Aerospace, 2023, Vol. 10.  
<https://doi.org/10.3390/aerospace10110928>.