



UNIUNEA EUROPEANĂ

GUVERNUL ROMÂNIEI  
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI  
ŞI PROTECȚIEI SOCIALE  
AMPOSDRUFondul Social European  
POSDRU 2007-2013Instrumente Structurale  
2007-2013

OIPOSDRU

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
din BUCURESTI**FONDUL SOCIAL EUROPEAN****Investește în oameni!**

Programul Operational Sectorial pentru Dezvoltarea Resurselor Umane 2007 – 2013

Proiect POSDRU/88/1.5/S/61178 – Competitivitate și performanță în cercetare prin programe doctorale de calitate (ProDOC)

**UNIVERSITATEA „EFTIMIE MURGU” DIN REȘIȚA**Facultatea de Inginerie și Management  
Departamentul de Mecanică și Ingineria Materialelor

Nr. Decizie Senat 993 din 25.11.2013

**TEZĂ DE DOCTORAT***Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine  
de înaltă cădere și debite mici**Theoretical and experimental research on microturbines  
for high head and low discharges***Autor:** ing. dipl. Raoul-Cristian AVASILOAIE**COMISIA DE DOCTORAT**

Președinte	Prof.univ.dr.ing. Doina Frunzăverde	de la Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Conducător de doctorat	Prof. univ.dr.ing. Dorian Nedelcu	de la Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Referent	Prof. univ. dr. ing. Ilare Bordeașu	de la Universitatea „Politehnica” din Timișoara
Referent	Prof. univ. dr. ing. Mircea Bărglăzan	de la Universitatea „Politehnica” din Timișoara
Referent	Prof. univ.dr.ing. Constantin Viorel Câmpian	de la Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița

## PREFATĂ

Prezenta teză de doctorat intitulată “*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*”, reprezintă o sinteză a activității de cercetare teoretică și experimentală efectuată de către autor în domeniul microturbinelor de înaltă cădere și debite mici. Teza parcurge un ciclu complet de proiectare constructiv-funcțională / simulare /execuție / cercetare experimentală, obiectul supus cercetării fiind o microturbină Pelton.

Teza debutează cu prezenta **Prefață**, cu un **Cuprins**, urmat de **Listă figuri**, **Listă tabele** și **Listă notații**.

**Capitolul 1** sintetizează stadiul actual al cercetărilor în domeniul turbinelor/microturbinelor de înaltă cădere și debite mici.

**Capitolul 2** prezintă obiectivele tezei de doctorat.

**Capitolul 3** investighează principalii parametri ai turbinelor Pelton și prezintă grafice respectiv exprimări matematice ale acestora, obținuți prin prelucrarea statistică a parametrilor turbinelor existente, cu aplicabilitate la proiectarea acestor turbine.

**Capitolul 4** descrie succint aplicația „PeltonDesign”, elaborată în limbajul de programare Python, concepută pentru proiectarea rotoarelor Pelton, care oferă următoarele rezultate: calculul parametrilor rotorului, calculul geometriei cupei, a secțiunilor transversale și longitudinale, exportul tuturor mărimilor calculate către Microsoft Excel și crearea fișierelor de date pentru generarea geometriei cupei și a rotorului în SolidWorks. Utilizând această aplicație, s-au proiectat 2 variante de rotoare Pelton cu diametrul caracteristic D=400 mm, rotorul V1 cu 21 de cupe respectiv rotorul V2 cu 19 cupe. Geometria cupei rotorului V2 a fost scalată cu factorul 21/19 pe direcțiile X, Y și Z, menținând același diametru caracteristic. Pentru aceste rotoare , au fost proiectate 3 variante de injectoare (diuză și ac injector) cu diametrul de ieșire de  $\Phi 13,3$  mm,  $\Phi 14,8$  mm și  $\Phi 16,3$  mm. Capitolul se finalizează prin descrierea constructiv funcțională a ansamblului și a componentelor microturbiniei, care se vor constitui într-un stand experimental pentru încercarea rotoarelor Pelton proiectate.

**Capitolul 5** se concentrează pe simularea numerică a curgerii jetului liber, utilizând modulul Flow Simulation , integrat în SolidWorks, obiectivele fiind de a calcula caracteristica de debit respectiv caracteristica de forță a injectorului, pentru injectoarele cu diametrele de ieșire ale diuzei : d=13,3 mm, d=14,8 mm, d=16,3 mm. De asemenea , se prezintă rezultatele calculului de rezistență pentru cupa rotorului Pelton, utilizând modulul Simulation integrat în SolidWorks.

**Capitolul 6** prezintă aspecte referitoare la prototiparea rapidă a unor componente ale microturbiniei. Dintre componentele microturbiniei , s-au executat prin tehnologia de prototipare rapidă componente cu geometrie mai complexă, respectiv: etanșările mobile, două variante de rotor și trei variante de injectoare, compuse din trei diuze și trei ace injectoare, cu diametrele de ieșire ale diuzei : d=13,3 mm, d=14,8 mm, d=16,3 mm.

**Capitolul 7** se referă la rezultatele cercetărilor experimentale efectuate asupra microturbiniei Pelton, obținute în urma încadrării microturbiniei în standul de cercetări microturbină al firmei S.C. Hydro-Engineering S.A. Reșița.

**Capitolul 8** prezintă concluzii finale, contribuții personale, direcții viitoare de cercetare și diseminarea rezultatelor.

Teza se încheie cu **Bibliografie** și o **Anexă** – ansamblul microturbiniei, în format A3 color.

## *Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*

Teza se întinde pe 153 pagini și conține: 240 figuri (inclusiv poze), 36 tabele, 60 relații și 100 referințe bibliografice.

Doresc să-mi exprim pe această cale, profunda mea recunoștință conducătorului științific, domnului prof. dr. ing. Dorian Nedelcu, pentru orientarea și îndrumarea în munca de cercetare și pentru analiza cu înalt profesionalism a conținutului lucrării.

De asemenea, doresc să mulțumesc doamnei rector prof. dr. ing. Doina Frunzăverde, pentru suportul și condițiile oferite pe durata derulării activităților de doctorat.

Un cuvânt de mulțumire adresez domnului prof. dr. ing. Constantin Viorel Câmpian, manager general al centrului de cercetare Centrul de Cercetari în Hidraulică, Automatizări și Procese Termice din Reșița (CCHAPT), pentru asigurarea din resursele centrului, cu tehnica necesară efectuării măsurătorilor.

Mulțumesc domnilor : prof. dr. ing. Ilare Bordeașu și prof. dr. ing. Mircea Bărglăzan, din cadrul Universității “Politehnica” din Timișoara, care m-au onorat acceptând să facă parte din comisia de doctorat.

Adresez mulțumiri colegilor de la Facultatea de Mecanică și Ingineria Materialelor care au participat la examenele și referatele susținute, aducând observații și sugestii utile în vederea îmbunătățirii conținutului tezei: domnului prof. dr. ing. Constantin Viorel Câmpian, domnului prof. dr. ing. Gilbert-Rainer Gillich, domnului conf. Călin Micloșină.

Mulțumesc conducerii Universității „Eftimie Murgu” din Reșița, d-nei rector prof. dr. ing. Doina Frunzăverde și Centrului de Elaborare și Management al Proiectelor de Dezvoltare Instituțională POSDRU din cadrul Universității “Politehnica” din București pentru suportul acordat pe parcursul studiilor doctorale. Studiile doctorale s-au efectuat prin proiectul „*Competitivitate și performanță în cercetare prin programe doctorale de calitate (ProDOC)*”, finanțat din fondurile POSDRU , prin contractul de finanțare POSDRU/88/1.5/S/61178, program desfășurat sub egida Universității „Politehnica” din București în cooperare cu Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița.

Mulțumesc tuturor colegilor de la Universitatea „Eftimie Murgu” care au fost alături de mine și m-au ajutat să finalizez teza de doctorat: domnului prof. dr. ing. Gheorghe Liuba din cadrul centrului CCHAPT, domnului ing. Nedea Valentin, dr. ing. Mitulețu Cornel, șef de lucrări dr. ing. Vasile Cojocaru, asist. dr. ing. Nedeloni Marian Dumitru, cercetătorilor drd. ing. Cosmin Dumbravă respectiv drd. ing. Adrian Cuzmoș, precum și tehnicianului Nicolae Trulea.

Mulțumesc de asemenea domnului dr. ing. Silviu-Dan Avram pentru ajutorul acordat la execuția componentelor microturbinei Pelton.

Un cuvânt de mulțumire adresez domnului director Adrian Preda, pentru acceptul de a efectua cercetările experimentale pe standul S.C. Hydro Engineering S.A. Reșița. Mulțumesc de asemenea domnului ing. Adrian Hopotă, de la S.C. Hydro Engineering S.A. Reșița, de a căror colaborare și competență am beneficiat pe parcursul elaborării tezei. De asemenea , mulțumesc d-lui sing. Cervenka Dietmar pentru colaborarea acordată pe durata experimentărilor.

În final , aduc mulțumiri familiei mele , pentru înțelegerea și sprijinul acordat pe întreg parcursul elaborării acestei teze de doctorat.

Reșița, 2013  
Drd. ing. Avasiloaie Raoul Cristian

## CUPRINS

<b>Listă figuri</b>	<b>6</b>
<b>Listă tabele</b>	<b>14</b>
<b>Listă notații</b>	<b>16</b>
<b>Cap. 1 STADIUL ACTUAL PRIVIND REALIZĂRILE DIN DOMENIUL MICROTURBINELOR DE ÎNALTĂ CĂDERE ȘI DEBITE MICI</b>	<b>18</b>
1.1 Generalități	18
1.2 Utilizarea surselor regenerabile de energie	18
1.3 Energia electrică obținută în hidrocentrale	18
1.4 Noțiuni despre turbinele hidraulice de tip Pelton	23
1.5 Realizări în domeniul turbinelor și microturbinelor Pelton moderne	27
<b>Cap. 2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT</b>	<b>34</b>
<b>Cap. 3 MĂRIMI CARACTERISTICE ALE TURBINELOR PELTON</b>	<b>35</b>
3.1 Parametrii principali ai turbinelor Pelton	35
3.2 Domeniul de funcționare al turbinelor Pelton	45
3.3 Forma și dimensiunile principale ale cupei Pelton	48
3.4 Forma și dimensiunile principale ale injectorului	49
3.5 Caracteristicile de debit și de forță ale injectorului	51
3.6 Concluzii	52
<b>Cap.4 PROIECTAREA CONSTRUCTIVĂ A MICROTURBINEI PELTON ȘI A UNOR VARIANTE DE ROTOARE, DIUZE ȘI ACE INJECTOARE</b>	<b>53</b>
4.1 Aplicația "PeltonDesign" pentru proiectarea de rotoare Pelton	53
4.2 Proiectarea a două variante de rotoare Pelton	58
4.3 Proiectare variante de injectoare $\Phi 13,3$ , $\Phi 14,8$ , $\Phi 16,3$ mm	61
4.4 Descrierea constructiv funcțională a componentelor microturbinei	63
4.5 Concluzii	70
<b>Cap. 5 SIMULAREA NUMERICĂ A CURGERII SI CALCULE DE REZistență A ELEMENTELOR COMPOnente ALE MICROTURBINEI PELTON</b>	<b>71</b>
5.1 Introducere	71
5.2 Simularea numerică a curgerii jetului liber	71
5.3 Calcularea caracteristicilor de debit/forță a injectorului $\Phi 16,3$ mm	75
5.4 Calcularea caracteristicilor de debit/forță a injectorului $\Phi 14,8$ mm	82
5.5 Calcularea caracteristicilor de debit/forță a injectorului $\Phi 13,3$ mm	89
5.6 Calcularea distribuției vitezei axiale și a presiunii pentru injectorul $\Phi 16,3$ mm	96
5.7 Calculul de rezistență a cupei rotorului Pelton	106
5.8 Concluzii	108
<b>Cap. 6 PROTOTIPAREA RAPIDĂ A COMPOnENTELOR MICROTURBINEI</b>	<b>109</b>
6.1 Introducere	109
6.2 Echipamentul de prototipare rapidă	109

<b>6.3 Prototiparea rapidă a rotorului V1</b>	<b>110</b>
<b>6.4 Prototiparea rapidă a rotorului V2</b>	<b>114</b>
<b>6.5 Prototiparea rapidă a celor injectoare, diuzelor și etanșărilor mobile</b>	<b>117</b>
<b>6.5 Concluzii</b>	<b>121</b>
<b>Cap. 7 CERCETARI EXPERIMENTALE PE MICROTURBINA PELTON</b>	<b>122</b>
<b>7.1 Descrierea standului și a aparaturii de măsură</b>	<b>122</b>
<b>7.2 Descrierea metodologiei de măsură și a relațiilor de calcul</b>	<b>126</b>
<b>7.3 Rezultate experimentale</b>	<b>129</b>
<b>7.4 Concluzii</b>	<b>138</b>
<b>Cap. 8 CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR</b>	<b>140</b>
<b>8.1 Concluzii finale și contribuții personale</b>	<b>140</b>
<b>8.2 Direcții viitoare de cercetare</b>	<b>143</b>
<b>8.3 Diseminarea rezultatelor</b>	<b>143</b>
<b>BIBLIOGRAFIE</b>	<b>145</b>
<b>ANEXĂ – ansamblul microturbinei, în format A3 color</b>	<b>153</b>

## LISTĂ FIGURI

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
1.1	Metodele de producere a energiei electrice	19
1.2	Sursele de obținere a energiei electrice la nivel mondial	20
1.3	Sistemul energetic	22
1.4	Schema unei amenajări hidroenergetice	23
1.5	Schemă cu derivația realizată de conducta forțată	24
1.6	Schemă cu derivația realizată de canalul de aducțiune	24
1.7	Schema unei microhidrocentrale de joasă cădere realizată prin derivare	24
1.8	Schema unei microhidrocentrale tip baraj	24
1.9	Roata Pelton originală	26
1.10	Imagini ale unei mori ciutură	26
1.11	Hidrocentrala Grebla	26
1.12	Centrala Crăinicel	26
1.13	Dimensiunile principale ale rotorului turbinei Pelton	28
1.14	14 Imagini corespunzătoare articolelor consemnate în tabelul 1.9	32
1.15	Microturbine cu rotor Pelton experimentate de diversi autori	33
3.1	Dependența raportului $D_1/d_o$ funcție de cădere $D_1/d_o=f(H)$	38
3.2	Dependența turației unitare funcție de cădere $n_{11}=f(H)$	38
3.3	Dependența debitului unitar funcție de cădere $Q_{11}=f(H)$	38
3.4	Dependența turației specifice funcție de cădere $n_s=f(H)$	39
3.5	Dependența numărului de palete funcție de cădere $Z=f(H)$	39
3.6	Dependența numărului de palete funcție de raportul $D_1/d_o$ $Z=f(D_1/d_o)$	39
3.7	Dependența numărului de palete funcție de turația specifică $Z=f(n_s)$	40
3.8	Dependența debitului unitar optim funcție de raportul $d_o/D_1$ $Q_{11 \text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	41
3.9	Dependența turației specifice optime funcție de raportul $d_o/D_1$ $n_s \text{ opt}=f(d_o/D_1)$	41
3.10	Diagrama de selecție a numărului de injectoare „i”	44
3.11	Diagrama universală a unei turbine Pelton	44
3.12	Domeniul de funcționare al turbinelor standard	45
3.13	Domeniul de funcționare al turbinelor standard	46
3.14	Cote principale ale turbinelor Ganz Holding	46
3.15	Domeniul de funcționare al turbinelor cu acțiune după Georgescu	47
3.16	Domeniul de funcționare al microturbinelor după Paish	47
3.17	Elementele cupei Pelton	48
3.18	Dimensiuni principale ale cupei Pelton	48

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
3.19	Dimensiuni caracteristice ale cupei Pelton după [59]	48
3.20	Profil injector cu grad mediu de compresiune ( $\gamma = 80^\circ$ , $\alpha = 54^\circ$ )	50
3.21	Profil injector cu grad mic de compresiune ( $\gamma = 60^\circ$ , $\alpha = 45^\circ$ )	50
3.22	Profil injector - varianta 1	50
3.23	Profil injector - varianta 2	50
3.24	Profil injector - varianta 3	51
3.25	Caracteristica de forță	51
3.26	Caracteristica de debit a injectorului	51
4.1	Mărimi caracteristice ale cupei	54
4.2	Vedere 3D a cupei Pelton	54
4.3	Muchia de ieșire și conturul exterior al cupei	54
4.4	Profilarea $Z_{si}=f(X)$ și $Z_{se}=f(X)$ a suprafeței interioare/exterioare a cupei Pelton pentru secțiunile A, G, B	54
4.5	Profilarea $Z_{se}=f(Y)$ a suprafeței exterioare a cupei Pelton	55
4.6	Profilarea $Z_{si}=f(Y)$ a suprafeței interioare a cupei Pelton	55
4.7	Fereastra principală a aplicației „PeltonDesign”	56
4.8	Fereastra „Rotire 3D” a aplicației „PeltonDesign”	56
4.9	Secțiune transversală S1 prin cupă	57
4.10	Secțiune transversală S2 prin cupă	57
4.11	Secțiune transversală S3 prin cupă	57
4.12	Secțiune transversală S4 prin cupă	57
4.13	Secțiune transversală S5 prin cupă	57
4.14	Secțiune longitudinală A prin cupă	57
4.15	Secțiune longitudinală B prin cupă	57
4.16	Secțiune longitudinală G prin cupă	57
4.17	Geometria 3D a rotorului V1 cu 21 cupe	58
4.18	Geometria 3D a rotorului V2 cu 19 cupe	58
4.19	Profilarea $Z_{si}=f(Y)$ și $Z_{se}=f(Y)$ a cupei Pelton pentru secțiunea S1 a rotoarelor V1 și V2	59
4.20	Profilarea $Z_{si}=f(Y)$ și $Z_{se}=f(Y)$ a cupei Pelton pentru secțiunea S2 a rotoarelor V1 și V2	59
4.21	Profilarea $Z_{si}=f(Y)$ și $Z_{se}=f(Y)$ a cupei Pelton pentru secțiunea S3 a rotoarelor V1 și V2	59
4.22	Profilarea $Z_{si}=f(Y)$ și $Z_{se}=f(Y)$ a cupei Pelton pentru secțiunea S4 a rotoarelor V1 și V2	59
4.23	Profilarea $Z_{si}=f(Y)$ și $Z_{se}=f(Y)$ a cupei Pelton pentru secțiunea S5 a rotoarelor V1 și V2	59

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
V2		
4.24	Geometria 3D a cupei Pelton	59
4.25	Desen de execuție rotor Pelton	60
4.26	Diuza $d=13,3$ mm	61
4.27	Diuza $d=14,8$ mm	61
4.28	Diuza $d=16,3$ mm	61
4.29	Dimensiuni diuză $d=13,3$ mm	61
4.30	Dimensiuni diuză $d=14,8$ mm	61
4.31	Dimensiuni diuză $d=16,3$ mm	62
4.32	Ac injector $d=13,3$ mm	62
4.33	Dimensiuni ac injector $d=13,3$ mm	62
4.34	Ac injector $d=14,8$ mm	62
4.35	Dimensiuni ac injector $d=14,8$ mm	62
4.36	Ac injector $d=16,3$ mm	62
4.37	Dimensiuni ac injector $d=16,3$ mm	62
4.38	Identificare componente în ansamblul microturbinei Pelton	63
4.39	Ansamblul explodat al microturbinei Pelton	64
4.40	Placă de bază	64
4.41	Carcasă inferioară	65
4.42	Carcasă superioară	66
4.43	Țeavă de legătură	66
4.44	Ștuț de intrare	66
4.45	Inel distanțor $g=3$ mm	67
4.46	Dimensiuni inel distanțor $g=3$ mm	67
4.47	Arbore turbină	67
4.48	Lagăr rulmenți	67
4.49	Etanșare mobilă	68
4.50	Ansamblul microturbinei – vedere din față	68
4.51	Ansamblul microturbinei – vedere din spate	69
4.52	Ansamblul microturbinei Pelton prezentată de autor la conferința internațională Think-Hydro.com	69
5.1	<a href="#">Domeniul de analiză și simularea numerică a curgerii</a>	72
5.2	<a href="#">Condițiile de frontieră pentru simularea numerică a curgerii</a>	72
5.3	<a href="#">Suprafețe pe ac injector</a>	73
5.4	<a href="#">Suprafețe interne pe diuză</a>	73
5.5	<a href="#">Traекторiile liniilor de curgere</a>	74

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
5.6	Secțiuni prin distribuția de viteze și presiuni în jet	74
5.7	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 16,3$ la căderea $H=15$ m	76
5.8	Forțe pe injectorul $\Phi 16,3$ la căderea $H=15$ m	76
5.9	Forțe pe diuză $\Phi 16,3$ la căderea $H=15$ m	76
5.10	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 16,3$ la căderea $H=20$ m	77
5.11	Forțe pe injectorul $\Phi 16,3$ la căderea $H=20$ m	77
5.12	Forțe pe diuză $\Phi 16,3$ la căderea $H=20$ m	77
5.13	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 16,3$ la căderea $H=25$ m	78
5.14	Forțe pe injectorul $\Phi 16,3$ la căderea $H=25$ m	78
5.15	Forțe pe diuză $\Phi 16,3$ la căderea $H=25$ m	78
5.16	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 16,3$ la căderea $H=30$ m	79
5.17	Forțe pe injectorul $\Phi 16,3$ la căderea $H=30$ m	79
5.18	Forțe pe diuză $\Phi 16,3$ la căderea $H=30$ m	79
5.19	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 16,3$ la căderea $H=35$ m	80
5.20	Forțe pe injectorul $\Phi 16,3$ la căderea $H=35$ m	80
5.21	Forțe pe diuză $\Phi 16,3$ la căderea $H=35$ m	80
5.22	Comparație caracteristici de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 14,8$ la diferite căderi	81
5.23	Comparație forțe pe injectorul $\Phi 14,8$ la diferite căderi	81
5.24	Comparație forțe pe diuză $\Phi 14,8$ la diferite căderi	81
5.25	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 14,8$ la căderea $H=15$ m	83
5.26	Forțe pe injectorul $\Phi 14,8$ la căderea $H=15$ m	83
5.27	Forțe pe diuză $\Phi 14,8$ la căderea $H=15$ m	83
5.28	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 14,8$ la căderea $H=20$ m	84
5.29	Forțe pe injectorul $\Phi 14,8$ la căderea $H=20$ m	84
5.30	Forțe pe diuză $\Phi 14,8$ la căderea $H=20$ m	84
5.31	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 14,8$ la căderea $H=25$ m	85
5.32	Forțe pe injectorul $\Phi 14,8$ la căderea $H=25$ m	85
5.33	Forțe pe diuză $\Phi 14,8$ la căderea $H=25$ m	85
5.34	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 14,8$ la căderea $H=30$ m	86
5.35	Forțe pe injectorul $\Phi 14,8$ la căderea $H=30$ m	86
5.36	Forțe pe diuză $\Phi 14,8$ la căderea $H=30$ m	86
5.37	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 14,8$ la căderea $H=35$ m	87
5.38	Forțe pe injectorul $\Phi 14,8$ la căderea $H=35$ m	87
5.39	Forțe pe diuză $\Phi 14,8$ la căderea $H=35$ m	87
5.40	Comparație caracteristici de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 14,8$ la diferite căderi	88
5.41	Comparație forțe pe injectorul $\Phi 14,8$ la diferite căderi	88

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
5.42	Comparație forțe pe diuză $\Phi 14,8$ la diferite căderi	88
5.43	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 13,3$ la căderea $H=15$ m	90
5.44	Forțe pe injectorul $\Phi 13,3$ la căderea $H=15$ m	90
5.45	Forțe pe diuză $\Phi 13,3$ la căderea $H=15$ m	90
5.46	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 13,3$ la căderea $H=20$ m	91
5.47	Forțe pe injectorul $\Phi 13,3$ la căderea $H=20$ m	91
5.48	Forțe pe diuză $\Phi 13,3$ la căderea $H=20$ m	91
5.49	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 13,3$ la căderea $H=25$ m	92
5.50	Forțe pe injectorul $\Phi 13,3$ la căderea $H=25$ m	92
5.51	Forțe pe diuză $\Phi 13,3$ la căderea $H=25$ m	92
5.52	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 13,3$ la căderea $H=30$ m	93
5.53	Forțe pe injectorul $\Phi 13,3$ la căderea $H=30$ m	93
5.54	Forțe pe diuză $\Phi 13,3$ la căderea $H=30$ m	93
5.55	Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 13,3$ la căderea $H=35$ m	94
5.56	Forțe pe injectorul $\Phi 13,3$ la căderea $H=35$ m	94
5.57	Forțe pe diuză $\Phi 13,3$ la căderea $H=35$ m	94
5.58	Comparație caracteristici de debit pentru injectorul cu diuză $\Phi 13,3$ la diferite căderi	95
5.59	Comparație forțe pe injectorul $\Phi 13,3$ la diferite căderi	95
5.60	Comparație forțe pe diuză $\Phi 13,3$ la diferite căderi	95
5.61	Poziții de-a lungul jetului liber	96
5.62	Puncte pe înălțimea jetului liber	96
5.63	Distribuția vitezei axiale V pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului $S=3$ mm	101
5.64	Distribuția vitezei axiale V pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului $S=6$ mm	101
5.65	Distribuția vitezei axiale V pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului $S=9$ mm	101
5.66	Distribuția vitezei axiale V pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului $S=12$ mm	102
5.67	Distribuția vitezei axiale V pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului $S=15$ mm	102
5.68	Distribuția vitezei axiale V pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului $S=18$ mm	102
5.69	Distribuția presiunii totale P pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului $S=3$ mm	103
5.70	Distribuția presiunii totale P pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la	103

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
	cursa injectorului S=6 mm	
5.71	Distribuția presiunii totale P pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului S=9 mm	103
5.72	Distribuția presiunii totale P pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului S=12 mm	104
5.73	Distribuția presiunii totale P pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului S=15 mm	104
5.74	Distribuția presiunii totale P pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la cursa injectorului S=18 mm	104
5.75	Distribuția vitezei axiale în axa jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ la S=3, 6, 9, 12, 15, 18 mm	105
5.76	Distribuția presiunii în axa jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ la S=3, 6, 9, 12, 15, 18 mm	105
5.77	Proiecția jetului $\Phi 16,3$ mm pe suprafața interioară a cupei	107
5.78	Caracteristici material VeroWhite	107
5.79	Discretizarea cupei Pelton	107
5.80	Fixarea și încărcarea cupei Pelton	107
5.81	Distribuția tensiunilor von Mises în cupa Pelton; $\sigma_{\max}=5$ MPa	107
5.82	Distribuția deplasărilor în cupa Pelton; $\delta_{\max}=0.067$ mm	107
6.1	Imprimanta Objet Desktop 30	110
6.2	Semicupa Pelton	111
6.3	Geometria 3D a cupei Pelton	111
6.4	Secțiuni transversale prin cupa Pelton	111
6.5	Secțiuni longitudinale prin cupa Pelton	111
6.6	Geometria rotorului Pelton V1	111
6.7	Salvarea geometriei rotorului Pelton V1 în format STL (1455222 triunghiuri)	112
6.8	Dispunerea rotorului Pelton V1 pe tava de imprimare	112
6.9	Etapa inițială rotor V1	113
6.10	Etapa intermediară rotor V1	113
6.11	Etapa finală rotor V1	113
6.12	Eliminare material suport rotor V1	113
6.13	WaterJet System Objet	113
6.14	Vedere de sus a rotorului V1	113
6.15	Vedere laterală a rotorului V1	113
6.16	Masa rotorului V1	114
6.17	Vedere de detaliu a rotorului V1	114

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
6.18	Geometria rotorului Pelton V2	114
6.19	Formatul STL al rotorului Pelton V2 (1285098 triunghiuri)	114
6.20	Dispunerea rotorului Pelton V2 pe tava de imprimare	114
6.21	Etapa inițială rotor V2	115
6.22	Etapa intermedieră rotor V2	115
6.23	Etapa finală rotor V2	115
6.24	Vedere de sus a rotorului V2	115
6.25	Vedere laterală a rotorului V2	115
6.26	Vedere frontală a rotorului V2	115
6.27	Vedere comparativă a rotoarelor V1 și V2	116
6.28	Geometrie ac injector în format STL	117
6.29	Geometrie diuză în format STL	117
6.30	Geometrie etanșare mobilă în format STL	117
6.31	Dispunerea ace injector, diuze și etanșări mobile pe tava de imprimare - varianta 1	117
6.32	Dispunerea ace injector, diuze și etanșări mobile pe tava de imprimare - varianta 2	117
6.33	Depunerea stratului suport	118
6.34	Depunerea materialului model	118
6.35	Stadiu imprimare cu 6 ore înainte de finalul imprimării	118
6.36	Finalul imprimării după 26h 46 min	118
6.37	Piesele înainte de eliminare material suport	118
6.38	Piese după eliminare material suport	118
6.39	Geometrie diuze de diametre 13,3 / 14,8 / 16,3 mm după prototipare rapidă	120
6.40	Geometrie ace injector după prototipare rapidă	120
6.41	Geometrie etanșări mobile după prototipare rapidă	120
7.1	<a href="#">Schema standului de măsură a microtubinei Pelton</a>	122
7.2	<a href="#">Debitmetru ultrasonic</a>	123
7.3	<a href="#">Tahometru</a>	123
7.4	<a href="#">Manometru - Traductor Wika 0-5 bar</a>	123
7.5	<a href="#">Traductor de forță 0.5 KN + ESAM Traveller 1 Data Acquisition System</a>	123
7.6	<a href="#">Experimentări pe microturbina Pelton echipată cu rotorul varianta V1</a>	124
7.7	<a href="#">Experimentări pe microturbina Pelton echipată cu rotorul varianta V2</a>	125
7.8	<a href="#">Schema de calcul a momentului la arborele turbinei</a>	126
7.9	<a href="#">Pozitie injector S=3 mm</a>	127
7.10	<a href="#">Pozitie injector S=6 mm</a>	127
7.11	<a href="#">Pozitie injector S=9 mm</a>	128
7.12	<a href="#">Pozitie injector S=12 mm</a>	128

<b>Figura</b>	<b>Denumire</b>	<b>Pag.</b>
7.13	Pozitie injector S=15 mm	128
7.14	Pozitie injector S=18 mm	128
7.15	Intersecții curbe $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$ cu valori constante de randament pentru rotorul V1 și diuza $\Phi 13,3$	130
7.16	Diagrama universală pentru rotorul V1 și diuza $\Phi 13,3$	130
7.17	Intersecții curbe $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$ cu valori constante de randament pentru rotorul V1 și diuza $\Phi 14,8$	133
7.18	Diagrama universală pentru rotorul V1 și diuza $\Phi 14,8$	133
7.19	Intersecții curbe $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$ cu valori constante de randament pentru rotorul V1 și diuza $\Phi 16,3$	134
7.20	Diagrama universală pentru rotorul V1 și diuza $\Phi 16,3$	134
7.21	Intersecții curbe $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$ cu valori constante de randament pentru rotorul V2 și diuza $\Phi 14,8$	136
7.22	Diagrama universală pentru rotorul V2 și diuza $\Phi 14,8$	136
7.23	Intersecții curbe $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$ cu valori constante de randament pentru rotorul V2 și diuza $\Phi 16,3$	137
7.24	Diagrama universală pentru rotorul V2 și diuza $\Phi 16,3$	137

## LISTĂ TABELE

Tabel	Denumire	Pag.
1.1	Ponderea diferitelor forme de resurse energetice	19
1.2	Consumul mondial de energie electrică pe cap de locuitor	20
1.3	Evoluția consumului de energie electrică (EE) și a puterii instalate ( $P_i$ )	21
1.4	Evaluarea potențialului hidroenergetic	21
1.5	Producția de energie electrică din România	22
1.6	Scenariu privind situația energetică din România	22
1.7	Clasificarea hidrocentralelor de mică și foarte mică putere	24
1.8	Parametrii și imagini ale unor Turbine Pelton furnizate de firma Kössler	28
1.9	Articole științifice ce conțin cercetări teoretice și experimentale pe turbină Pelton	31
3.1	Parametrii principali ai turbinelor Pelton	36
3.2	Parametrii principali ai turbinelor Pelton pentru căderile $H=400, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600$ m	41
3.3	Clasificarea turbinelor după turația specifică $n_s$ [rot/min]	45
3.4	Delimitarea turbinelor după turația specifică $n_s$ [rot/min]	45
3.5	Mărimi caracteristice ale cupei Pelton	49
3.6	Mărimi caracteristice ale cupei pentru 6 rotoare	49
4.1	Valori optimale pentru o serie de 4 rotoare Pelton	53
5.1	Caracteristicile de debit și de forță pentru diametru diuză 16,3 mm	75
5.2	Caracteristicile de debit și de forță pentru diametru diuză 14,8 mm	82
5.3	Caracteristicile de debit și de forță pentru diametru diuză 13,3 mm	89
5.4	Distribuția vitezei axiale V și a presiunii P pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la distanța 188 mm	97
5.5	Distribuția vitezei axiale V și a presiunii P pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la distanța 208 mm	98
5.6	Distribuția vitezei axiale V și a presiunii P pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la distanța 228 mm	99
5.7	Distribuția vitezei axiale V și a presiunii P pe înălțimea jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ mm la distanța 251 mm	100
5.8	Distribuția vitezei axiale și a presiunii în axa jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ la $S=3, 6, 9, 12, 15, 18$ mm	105
6.1	Parametrii de imprimare a rotoarelor V1 și V2	116
6.2	Proprietăți material Objet VeroWhitePlus FullCure 835	116
6.3	Proprietăți material Objet VeroBlue FullCure 840	117
6.4	Parametrii de imprimare a acelor de injector, diuzelor și etanșărilor mobile	119

Tabel	Denumire	Pag.
6.5	Proprietăți material Objet DurusWhite FullCure430	119
7.1	Parametrii măsuраti pe microturbina Pelton	122
7.2	Intersecții curbe $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$ cu valori constante de randament pentru rotorul V1 și diuza Φ13,3	129
7.3	Intersecții curbe $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$ cu valori constante de randament pentru rotorul V1 și diuza Φ14,8	131
7.4	Intersecții curbe $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$ cu valori constante de randament pentru rotorul V1 și diuza Φ16,3	132
7.5	Intersecții curbe $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$ cu valori constante de randament pentru rotorul V2 și diuza Φ14,8	135
7.6	Intersecții curbe $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$ cu valori constante de randament pentru rotorul V2 și diuza Φ16,3	138
8.1	Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza	140

## LISTĂ NOTAȚII

Notație	Denumire
E	Energie
P	Putere hidraulică
$d_s$	Diametrul jetului de apă
Q	Debit de calcul
$z, i$	Numărul de injectoare
H	Cădere de calcul
$n_s$	Turație specifică
$n_{11}$	Turație unitară
$Q_{11}$	Debit unitar
$D, D_1$	Diametru caracteristic rotor
$d$	Diametru diuză injector
$d_0$	Diametru jet
Z	Număr de palete rotor
n	Turația rotorului
$\eta_h$	Rândamentul hidraulic
$\beta_1$	Unghiul muchiei de intrare
$\beta_2$	Unghiul format cu tangenta la muchia de ieșire
h	Adâncimea maximă a paletei pe suprafața interioară
S	Cursa injectorului
$d_t$	Diametrul tijei
d	Diametrul maxim al injectorului
$\rho$	Densitatea apei
g	Accelerarea gravitațională
$F_{ax}$	Forța axială totală
$F_{ax\ tijă}$	Forța axială pe tijă
$F_{ax\ diuză}$	Forța axială pe diuză
$n_{s\ opt}$	Turație specifică optimă
g, M	Grosimea peretelui cupei
B	Lățimea cupei
b	Lățimea decupării la intrare pe cupă
L	Lungimea cupei
n	Lungimea muchiei de intrare
h	Adâncimea cupei

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine  
de înaltă cădere și debite mici*

Notație	Denumire
V	Viteza jetului
$\theta_2$	Unghiul de la ieșirea din cupă
$P_{abs}$	Puterea absorbită de turbină
$\omega$	Viteză unghiulară
M	Momentul la arborele turbinei
$\eta$	Randament turbină
$P_u$	Puterea utilă la arborele turbinei

## **Cap. 1 STADIUL ACTUAL PRIVIND DOMENIUL TURBINELOR ȘI MICROTURBINELOR DE ÎNALȚĂ CĂDERE ȘI DEBITE MICI**

### **1.1 Generalități**

În mediul în care trăim, pentru diferite procese necesare vieții este nevoie de energie. Omenirea trebuie să știe cum să folosească această energie.

Astfel, din vremuri străvechi, omul a început să folosească potențialul energetic al resurselor naturale, potențial înmagazinat în combustibili fosili, solizi, lichizi și gazoși, în deplasări de aer și căderi de apă [15].

La un moment dat, aceste surse naturale de energie se vor epuiza, iar generația umană prezentă ar trebui să valorifice resurselor regenerabile de energie.

### **1.2 Utilizarea surselor regenerabile de energie**

Energia regenerabilă se referă la forme de energie produse prin transferul energetic al energiei rezultate din procese naturale regenerabile [12]. Sursele regenerabile de energie (SRE) cel mai probabil vor înlocui sursele neregenerabile, care se află într-o continuă scădere.

În literatura de specialitate [41], [17], [18], [30], [44], [59], [69] se regăsesc clasificate următoarele tipuri principale de energie: energia solară, **energia hidraulică**, energia eoliană, energia geotermală, energia oceanului planetar, energia nucleară și biomasa.

În momentul de față, utilizarea surselor regenerabile de energie este abordată din 2 puncte de vedere [92]: ca suplitoare a surselor clasice de energie și având efecte negative mai reduse asupra mediului înconjurător.

### **1.3 Energia electrică obținută în hidrocentrale**

În mileniul III, omenirea depinde în mare parte de utilizarea energiei electrice, în ce privește satisfacerea nevoilor acesteia.

Producerea energiei electrice se poate face prin metode clasice (de ex. centrale hidroelectrice), cât și prin metode neconvenționale (de ex. convertor fotovoltaic) [28].

Conform cu [62], centralele hidroelectrice (**CHE**) sau hidrocentralele presupun ansamblu de construcții și instalații, în care energia hidraulică este transformată în energie electrică sau energia cinetică a apei este transformată în energie mecanică cu ajutorul unei turbine hidraulice și apoi în energie electrică cu ajutorul unui generator electric sincron sau asincron.

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

Producerea energiei electrice din sursele clasice și neconvenționale, descrise anterior, este în momentul de față, permanent stimulată de creșterea de energie și în mod special de energia electrică, astfel, putându-se rezolva în mod eficient soluțiile constructive legate de transportul și distribuția energiei electrice [73].

În figura 1.1, se prezintă metodele de producere a energiei electrice:

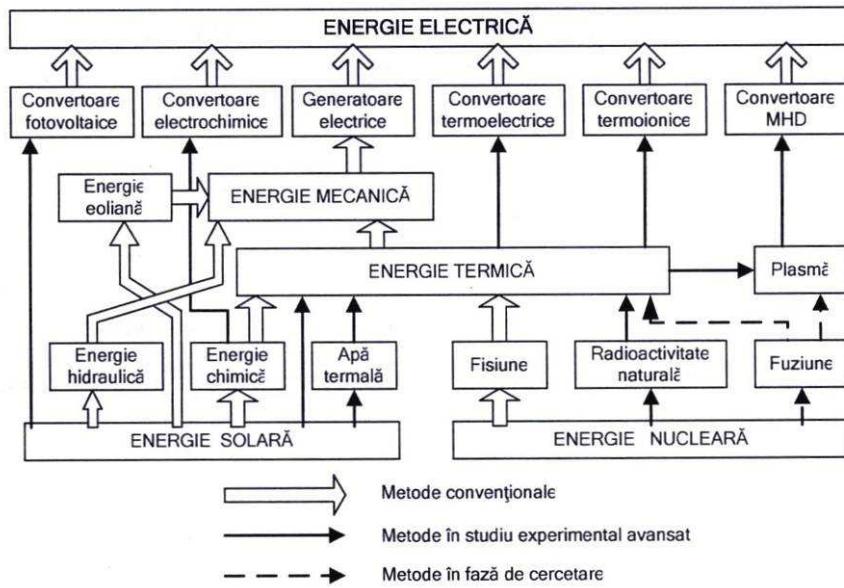


Fig. 1.1. Metodele de producere a energiei electrice [62]

Conform referinței bibliografice [9], omul produce astăzi multă energie, însă o produce insuficient, astfel o mare problemă ce trebuie rezolvată la ora actuală este îmbunătățirea randamentului metodelor de producere a energiei.

În ceea ce privește ponderea diferitelor forme de resurse energetice în balanța producerii energiei mondiale, Consiliul Energetic Mondial [73] oferă următoarele date care sunt descrise în tabelul 1.1:

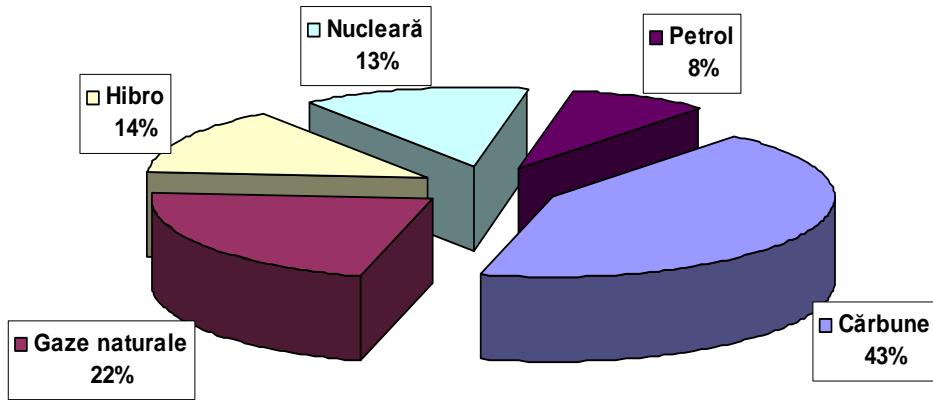
Tabel. 1.1. Ponderea diferitelor forme de resurse energetice  $10^9$  [tpe]<sup>1</sup>

Resurse Energetice	Datele din 1990	Scenariul de referință pentru 2020	Scenariul creșterii economice 2020	Scenariul cu prioritate ecologică 2020
Cărbune	2,3 (26%)	3,2 (24%)	4,8 (28%)	2,1 (19%)
Petrol	2,8 (32%)	3,7 (28%)	4,6 (27%)	2,7 (24%)
Gaze	1,7 (19%)	2,8 (21%)	3,5 (20%)	2,3 (21%)
E. nucleară	0,4 (5%)	0,8 (6%)	1,0 (6%)	0,7 (6%)
<b>Energie hidro</b>	0,5 (6%)	1,0 (%)	1,2 (7%)	0,9 (8%)
Noi resurse	0,2 (2%)	0,5 (4%)	0,8 (5%)	1,5 (13%)

<sup>1</sup> tpe (tona de petrol echivalent);  $1 \text{ tpe} = 44,8 \cdot 10^9$  [Joule]

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

La nivel mondial, conform datelor din referințele [94], se prezintă prin graficul din figura 1.2., statistici privind sursele de obținere a energiei electrice:



*Fig. 1.2. Sursele de obținere a energiei electrice la nivel mondial*

Comisia Națională de Prognoză, relevă că, în anul 2020, producția de energie hidroelectrică și eoliană va ajunge la 1,48 milioane tpe [93].

În anul 2012, aceasta a fost de 1,593 milioane tpe, iar în 2013 poate ajunge până la valoare de 1,65 milioane tpe.

Cu privire la consumul de energie electrică, cât și la potențialul hidroenergetic existent, conform cu ref. [73] se prezintă în continuare următoarele:

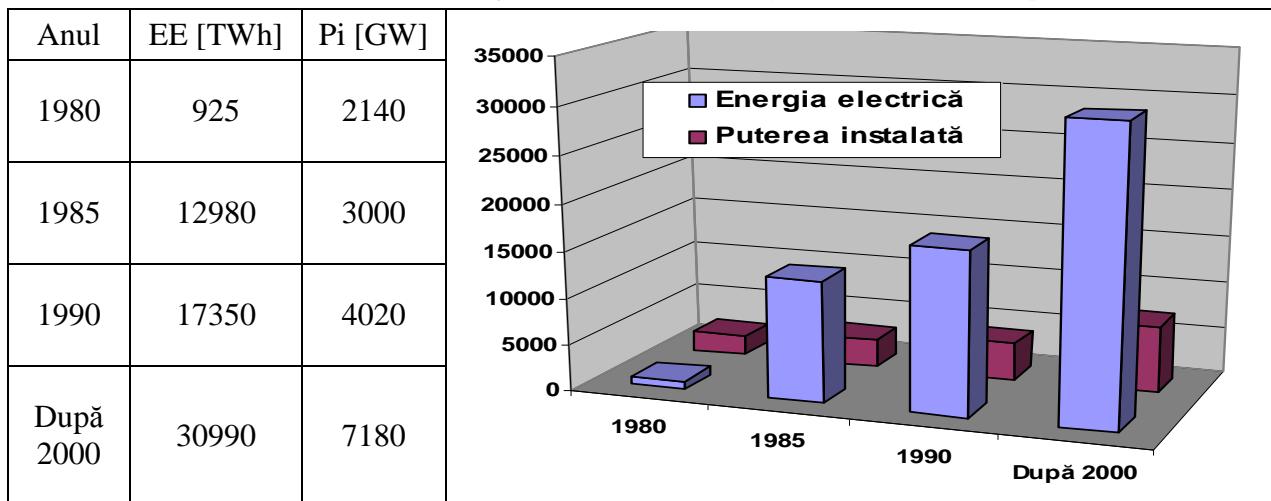
- consumul mondial de energie electrică pe cap de locuitor (tabelul 1.2.);
- evoluția consumului de energie electrică (EE) și a puterii instalate (Pi) pe plan mondial (tabelul 1.3.);
- evaluarea potențialului hidroenergetic (tabelul 1.4.) al principalelor țări europene.

*Tabel. 1.2. Consumul mondial de energie electrică pe cap de locuitor [kWh/loc]*

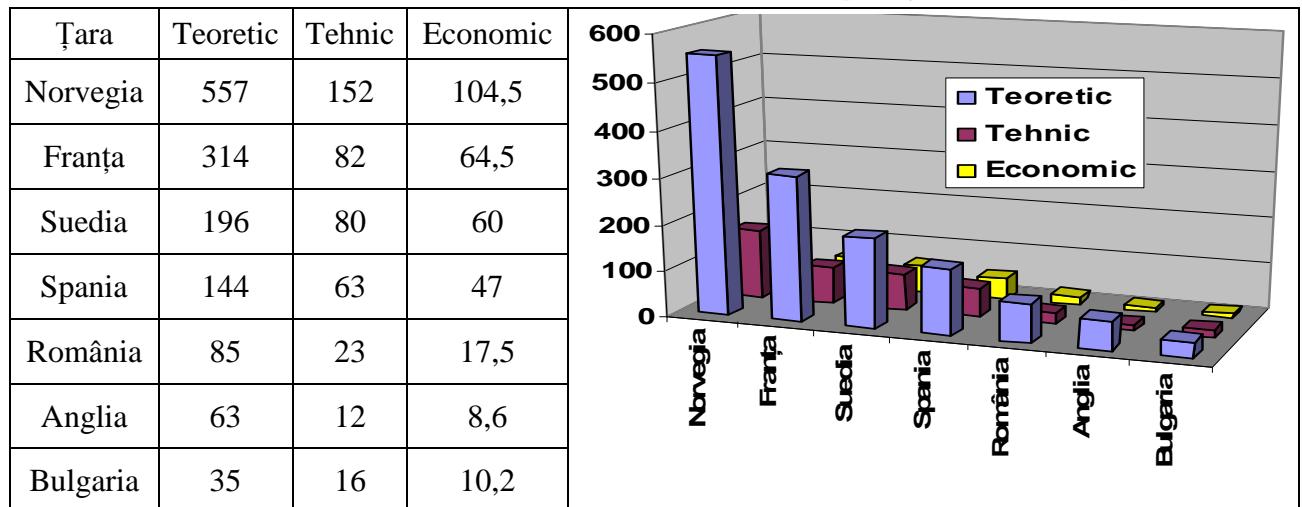
Anul	Consum electric	Evoluție consum electric
1980	2280	2280
1985	2890	2890
1990	3770	3770
După 2000	5940	5940

The bar chart illustrates the rapid growth of global electricity consumption per capita over two decades. The y-axis represents consumption in kWh/loc, ranging from 0 to 6000. The x-axis shows years: 1980, 1985, 1990, and După 2000 (After 2000). The bars are blue and labeled with their respective values: 2280 (1980), 2890 (1985), 3770 (1990), and 5940 (După 2000).

*Tabel. 1.3. Evoluția consumului de energie electrică (EE) și a puterii instalate (Pi)*



*Tab. 1.4. Evaluarea potențialului hidroenergetic [TWh/an]*



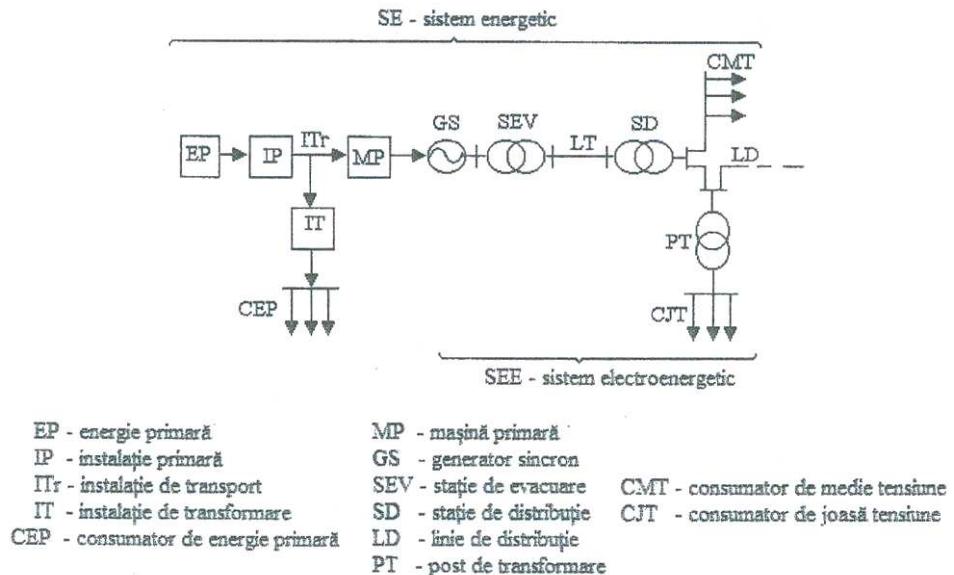
În țara noastră, se merge pe linia amenajării atât a centralelor hidroelectrice mari, cât și a microhidrocentralelor, astfel încât, după anul 2000 s-a dorit să se valorifice integral potențialul hidroenergetic [72].

Sistemul Energetic Național (SEN) este un sistem pentru producerea și distribuirea curentului electric și este format din totalitatea centralelor electrice și a rețelelor de distribuție interconectate de pe teritoriul țării [61].

Prin intermediul SEN-ului (din care fac parte principalii producători de energie: S.C. Termoelectrica S.A., S.C. Hidroelectrica S.A., S.C. Nuclearelectrica S.A., S.C. Electrica S.A., și C.N. Transelectrica S.A.), energia electrică este consumată de către clasele A, B, C și D de consumatori [28].

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

Pentru transportul și distribuția energiei electrice prin rețelele electrice la acești consumatori, potrivit cu [74] se prezintă în figura 1.3. schema sistemului energetic.



*Fig. 1.3. Sistemul energetic*

În continuare, în tabelul 1.5., conform cu [96] se prezintă producția de energie electrică din România în perioada 2005-2010, după sursa de energie.

*Tabel. 1.5. Producția de energie electrică din România [TWh]*

Anul	Cărbune	Hidrocarburi	Nucleară	Hidro	Eolian	Total producție
2005	23,5	10,3	5,5	20,2	-	59,7
2006	26,9	11,5	5,6	18,3	-	62,4
2007	26,7	11	7,7	15,9	-	61,3
2008	27,5	8,9	11,2	17,1	-	64,7
2009	22,9	7,1	11,7	15,7	-	57,6
2010	21,7	6,6	11,6	20,4	0,2	60,7

Un scenariu privind situația energetică în cazul valorificării integrale a potențialul hidroenergetic se prezintă în tabelul 1.6., conform referinței bibliografice [19]:

*Tabel. 1.6. Scenariu privind situația energetică din România*

Sursa de energie	Ponderea în producția totală [%]	Producția realizabilă [GWh/an]	Cost pe unitate [LEI/MWh]	Costul anual al energiei produse [ $10^5$ lei/an]
Hidroelectrică	50,2	31628	65	2056,82
Termoelectrică	31,79	20032	~200	4006,40
Atomoelectrică	18,01	11340	130	1474,20
Total	100	63000	-	7536,42

#### **1.4 Noțiuni despre turbinele hidraulice de tip Pelton**

Hidrocentralele utilizează ca sursă primară energia hidraulică a căderilor de apă și transformă energia hidraulică în energie electrică care este transmisă la stațiile de transformare în rețelele electrice de înaltă și medie tensiune [74].

Căderile de apă utilizate pot fi naturale sau artificiale. Cantitatea de apă  $Q$  parcurgând distanța  $L$  între 2 puncte A și B ale cursului apei, puncte situate la înălțimile  $h_A$  și  $h_B$  măsurate față de același reper și având vitezele  $v_A$  și  $v_B$ , dezvoltă o energie hidraulică totală  $E_{AB}$  compusă din cea potențială și cea cinetică [73].

Pentru fiecare punct se exprimă energia totală:

$$E_A = Q \cdot g \cdot h_A + \frac{Q \cdot v_A^2}{2} = Q \cdot g \left( h_A + \frac{v_A^2}{2 \cdot g} \right) [J] \quad (1.1)$$

$$E_B = Q \cdot g \cdot h_B + \frac{Q \cdot v_B^2}{2} = Q \cdot g \left( h_B + \frac{v_B^2}{2 \cdot g} \right) [J] \quad (1.2)$$

Notându-se  $h = h_A - h_B$ , se obține din relațiile (1.1) și (1.2) energia hidraulică totală dintre cele 2 puncte, respectiv puterea hidraulică:

$$E_{AB} = Q \cdot g \cdot \left( h + \frac{v_A^2 - v_B^2}{2 \cdot g} \right) [J] \quad (1.3)$$

$$P_{AB} = \frac{g \cdot \rho \cdot Q \cdot h}{1000} = 9,81 \cdot Q \cdot h [\text{kW}] \quad (1.4)$$

unde s-a considerat  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ , iar cu  $Q$  este debitul de apă exprimat în  $\text{m}^3/\text{s}$ .

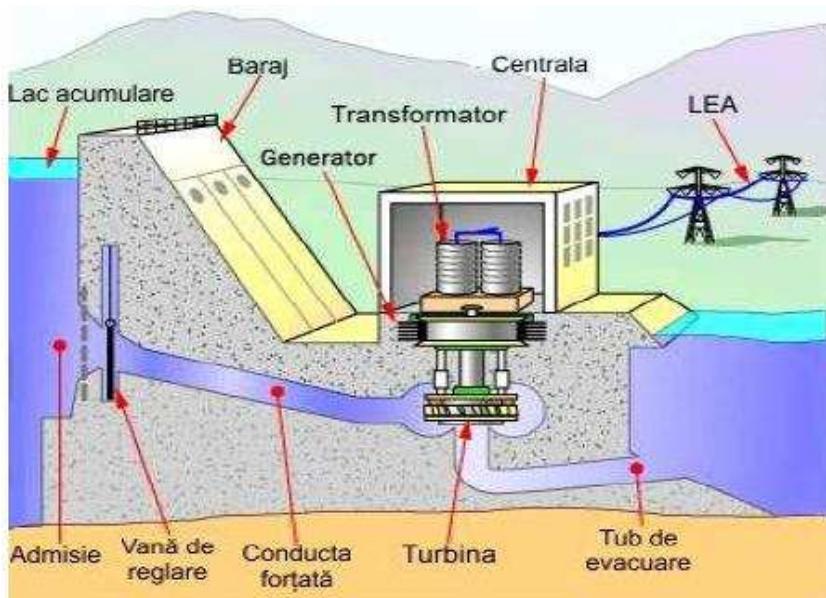
Energia electrică produsă anual de masa de apă  $Q_{\text{an}}$  măsurată în tone va fi:

$$E = 7860 \cdot 9,81 \cdot Q \cdot h \cdot \eta_{\text{tot}} \quad (1.5)$$

unde randamentul total ( $\eta_{\text{tot}}$ ) al CHE este determinat de randamentul mașinii hidraulice  $\eta_t = 85 \div 95\%$ , calculat ca produs între randamentul generatorului electric  $\eta_g = 95 \div 98\%$  și randamentul hidraulic al turbinei  $\eta_h = 90 \div 95\%$ .

O amenajare hidroenergetică conform cu referința bibliografică [63] (figura 1.4), poate fi compusă din următoarele elemente constructive [88], [1]: baraj, lac de acumulare, canal de aducție casa vanelor, conductă forțată, sala mașinilor, turbina, generatorul, transformatorul ridicător de tensiune, stația de conexiuni și serviciile interne necesare desfășurării activităților în condiții normale, cum ar fi iluminarea, căldura, și.a.

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*



*Fig. 1.4. Schema unei amenajări hidroenergetice*

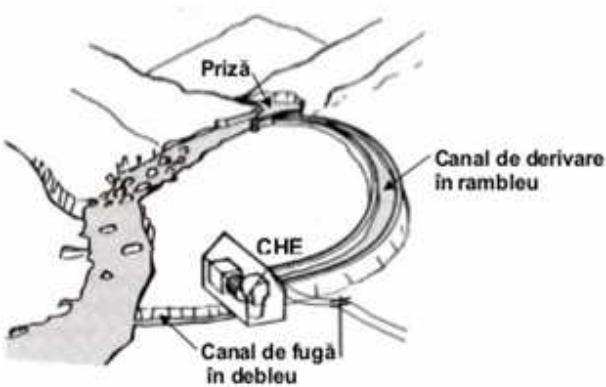
Se prezintă și alte tipuri de amenajări [71] pentru microhidrocentrale de cădere medie și mare (figurile 1.5 și 1.6), cât și pentru microhidrocentrale de joasă cădere (figurile 1.7 și 1.8):



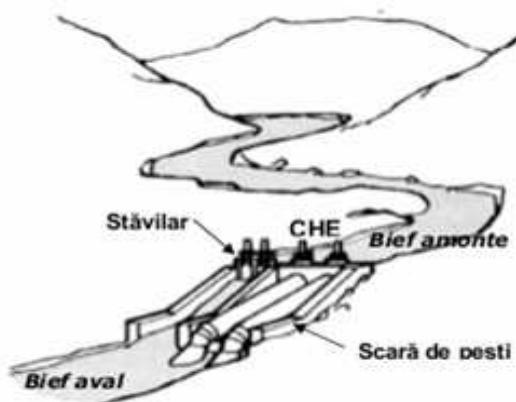
*Fig. 1.5. Schemă cu derivația realizată de conductă forțată*



*Fig. 1.6. Schemă cu derivația realizată de canalul de aducție*



*Fig. 1.7. Schemă unei microhidrocentrale de joasă cădere realizată prin derivare*



*Fig. 1.8. Schemă unei microhidrocentrale tip baraj*

O clasificarea a hidrocentralelor cu o putere instalată redusă, care funcționează în interiorul amenajărilor hidroenergetice, nu este încă standardizată [63], [64], însă cea mai vehiculată clasificare a acestora realizată în funcție de putere hidraulică, debit și diametrul turbinei este prezentată în **tabelul 1.7.**

*Tabel. 1.7. Clasificarea hidrocentralelor de mică și foarte mică putere*

Denumirea	Puterea tipică	Debitul Q	Diametrul (rotorului) turbinei D
Pico	<10 kW	<0,05 m <sup>3</sup> /s	<0,20 m
Micro	<100 kW	<0,40 m <sup>3</sup> /s	<0,30 m
Mini	100÷1.000 kW	0,40÷12,80 m <sup>3</sup> /s	0,30÷0,80 m
Mică	1÷50 MW	>12,80 m <sup>3</sup> /s	>0,80 m

Asemenea hidrocentrale sunt în general realizate pe cursul apei (fără baraj). De exemplu, în categoria pico se încadrează și aşa-numitele centrale hidro artizanale (CHA), adică centrale unicat, produse în mod artizanal, în care energia electrică produsă este utilizată exclusiv pentru propria gospodărie.

În hidrocentrale funcționează turbinele hidraulice, care se pot defini ca acele mașini care transformă energia hidraulică în energie mecanică, această transformare realizându-se printr-o piesă care se rotește, piesa prevăzută cu palete sau cupe denumită rotor [4], [66], [13], [23].

Clasificarea turbinelor hidraulice se poate face după mai multe criterii [37], [83]:

- După modul în care are loc schimbul de energie în mașină: **cu acțiune** și cu reacțiune;
- După poziția arborelui: turbine cu arbore vertical, orizontal sau înclinat;
- După rapiditatea turbinei: turbine lente, normale și rapide;
- În funcție de domeniul de căderi: turbine de joasă, medie sau înaltă cădere.

Cele mai des folosite turbine hidraulice sunt [3], [16], [36], [55]: turbine hidraulice de tip Kaplan, de tip Francis, de tip **Pelton**, bulb și Banki (turbine cu dublu flux sau cu flux transversal [70], [63]).

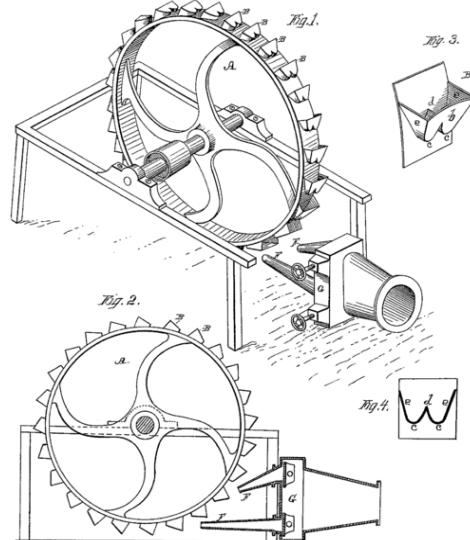
Potrivit cu referința bibliografică [39], turbinele cu acțiune au vâna de apă la presiune atmosferică și întreaga cădere se transformă în energie cinetică. Aceste tipuri vechi de turbine au fost cunoscute ca turbine Girard, Zuppinger, Pelton, inventate în sec. XIX. Singurele turbine moderne sunt turbinele Pelton.

Așadar, în anul 1880, inginerul californian Lester Allan **Pelton** [75], după ce a vizitat uzinele Escher Wyss, a brevetat în SUA o turbină asemănătoare cu Zuppinger, care s-a numit turbina Pelton. Se menționează că printre soluțiile constructive ale roții hidraulice realizate de-a

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

lungul timpului, există o construcție hidromecanică deosebită utilizată pe teritoriul României, care este roata cu făcăie sau ciutura.

Se prezintă în [figura 1.9](#) o imagine a roții Pelton originale, în [figura 1.10](#) se prezintă imagini ale morii cu ciură sau roata cu făcăie, iar în [figurile 1.11](#) și [1.12](#) se prezintă hidrocentrala Grebla după [77] respectiv centrala Crăinicel după [80], unde s-au utilizat primele turbine Pelton.



*Fig. 1.9 Roata Pelton originală*

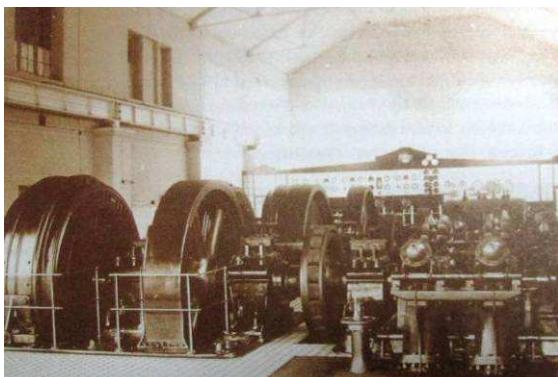


*Vedere a)*

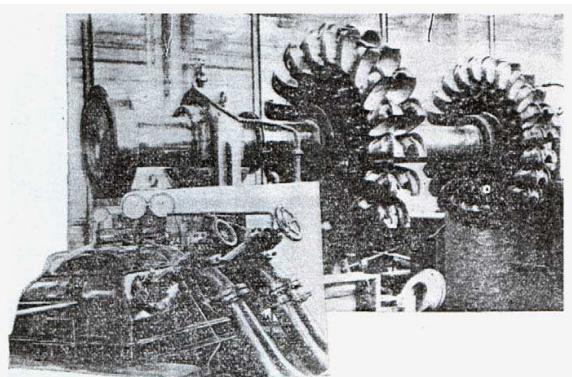
*Vedere b)*

*Vedere c)*

*Fig. 1.10 Imagini ale unei mori ciută după [76]*



*Fig. 1.11 Hidrocentrala Grebla*



*Fig. 1.12 Centrala Crăinicel*

Alte hidrocentrale echipate cu turbine Pelton din țara noastră [85] se află la Dobrești, Sadu, Moroieni, Lotru și Văliug. În lume hidrocentrale echipate cu turbine Pelton de mare putere sunt următoarele [39]: Sharawathi (India), cu 8 turbine Pelton cu putere instalată de 105 MW și cădere de 439 m; Kemano-Kitimat (Canada), cu 3 turbine Pelton cu putere instalată de 110 MW și cădere de 757 m; Roseland-Bathie (Franța), cu 6 turbine Pelton cu putere instalată de 83 MW și cădere de 1200 m; Reisseck (Austria), cu 2 turbine Pelton cu putere instalată de 22,8 MW și cădere de 1771,3 m, care este cea mai mare cădere din lume.

### **1.5 Realizări în domeniul turbinelor și microturbinelor Pelton moderne**

Turbinile Pelton moderne transformă energia hidraulică în energie stereomecanică, rotorul cu cupele aferente fiind sediul acestei transformări. Aceste turbine hidraulice au ca domeniu de utilizare zona căderilor mari și a debitelor mici (caracteristici specifice zonelor montate), realizându-se randamente de 90-92% [21].

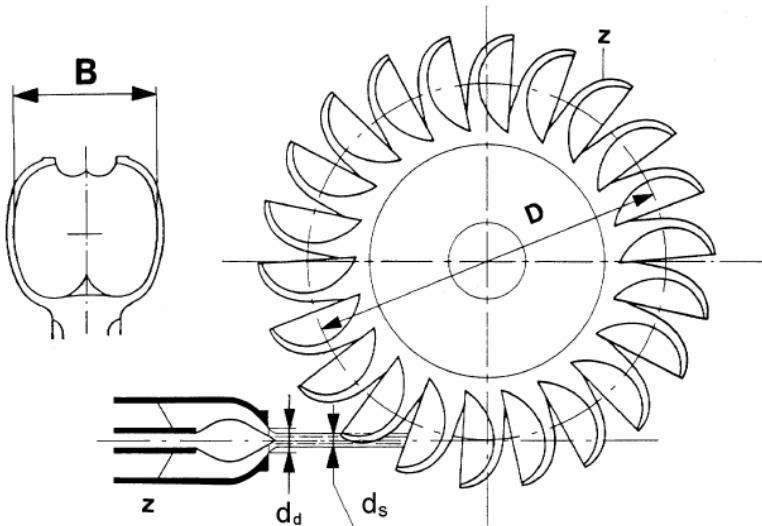
În mod obișnuit, turbinile Pelton se realizează cu unul sau două injectoare (turbină cu ax orizontal), dar și cu 4 sau 6 injectoare (turbină cu ax vertical pentru o mai bună evacuare a apei din turbină) [74]. În ce privește facilitarea operațiilor de montaj și revizii, partea superioară a carcasei se demontează [40].

Conform cu [38], turbină Pelton se compune din următoarele părți principale:

- **Rotorul turbinei** (este partea mobilă care se rotește sub acțiunea apei; turbină va funcționa cu un randament bun numai dacă cupele vor avea forma cea mai potrivită, ele trebuind să primească în plin toată vâna de apă care le lovește);
- Arborele turbinei (pentru un hidroagregat (HA) orizontal, acesta se verifică la solicitarea de încovoiere și torsiune, iar pentru un HA vertical, arborele turbinei se verifică la solicitarea de întindere și torsiune);
- Cuplajul arbore turbină-arbore generator;
- Injector (este organul de reglare a debitului turbinei);
- Deflector (deviază jetul de apă, când se dorește oprirea turbinei);
- Injector de frânare;
- Carcasa turbinei;
- Lagăr axial.
- Etanșări

În ce privește rotorul turbinei Pelton, se descriu în figura 1.13 după [81], principalele dimensiunile care au următoarele notății:

- D – diametrul pe care acționează jetul de apă;
- z – numărul de cupe;
- d – diametrul diuzei;
- $d_0$  – diametrul jetului;
- B – lățimea cupei.



*Fig. 1.13 Dimensiunile principale ale rotorului turbinei Pelton*

Diametrul jetului de apă este dat de relația următoare:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{z \cdot \pi \cdot v_1}} \quad (1.6)$$

unde: Q – debitul [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]; respectiv: z - numărul de injectoare.

Lățimea cupei este dată de relațiile următoare:

$$3.1 > \frac{B}{d_s} \geq 3.4 \quad (1.7)$$

B = 3,1 · $d_0$	1	injector
B = 3,2 · $d_0$	2	injectoare
B = 3,3 · $d_0$	4 ÷ 5	injectoare
B > 3,3 · $d_0$	6	injectoare

(1.8)

Diametrul D este dat de următoarele relații:

$$D = (10 \div 18) \cdot d_0 \quad (1.9)$$

D < 9,5 · $d_0$	pentru căderi mici de apă
D > 15 · $d_0$	pentru căderi înalte de apă

(1.10)

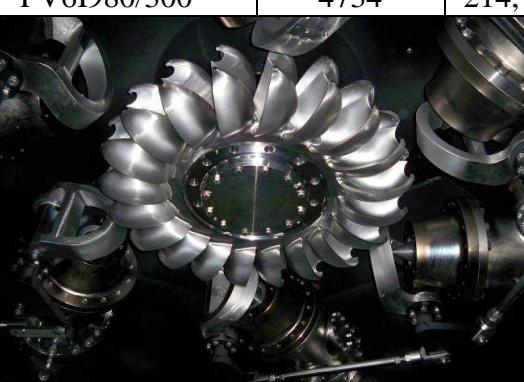
*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*

În continuare se doresc a fi consemnate prin imagini (turbine de tip orizontal și vertical) și parametrii caracteristici mai multe turbine Pelton conform cu referința bibliografică [90], așa cum se arată în **tabelul 1.8.**

*Tabel. 1.8. Parametri și imagini ale unor Turbine Pelton furnizate de firma Kössler*

<b>Tip turbină</b>	<b>Putere [kW]</b>	<b>Cădere [m]</b>	<b>Turație [<math>m^{-1}</math>]</b>	<b>Anul</b>	<b>Locație</b>
PH1c-580/170	251	210	1000	2007	RUANDA
					
PH1c-700/160	1489	711	1500	2010	ELVEȚIA
					
PH1c-1400/185	3546	1147	1000	2009	TURCIA
					
PV4C-680/170	1451	275	1000	2011	ALBANIA

*Tabel. 1.8. Parametri și imagini ale unor Turbine Pelton furnizate de firma Kössler*

Tip turbină	Putere [kW]	Cădere [m]	Turație [ $\text{m}^{-1}$ ]	Anul	Locație		
		PV6I980/300	4734	214,79	600	2010	AUSTRIA
		PV4c-640/20	744	141	750	2005	GRECIA
							

În ceea ce privește cercetarea fundamentală (științifică) și aplicativă a turbinelor Pelton, se vor consemna în **tabelul 1.9** și în **figura 1.14 a) – o)** rezultate obținute din literatura de specialitate. Aceste cercetări s-au axat de cele mai multe ori pe:

- proiectare geometrie cupe și rotor [86];
- simulare prin metoda elementului finit a tensiunii și deformațiilor [7];
- simulare jet/ejector(ac, diuză și servomotor)/deflector [34], [24], [29], [42];
- utilizare metode privind dinamica computerizată a fluidelor (C.F.D) [87];

- îmbunătățirea rezistenței materialelor la oboseală, la coroziune și împotriva fenomenului de cavație, prin caracteristici mecanice superioare și sudabilitate mai bună [89].

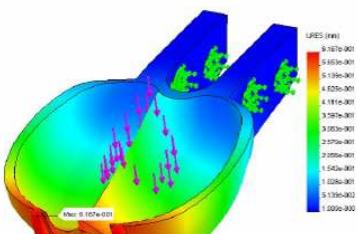
Ca și rezultate ale acestor cercetări, se pot evidenția următoarele:

- metodele moderne de proiectare ale turbinelor hidraulice reprezintă o combinație a metodelor analitice cu cele computerizate;
- investigarea transferului energetic ce are lor în cupele rotorului turbinelor Pelton reprezintă îmbunătățiri ale funcționării acestor turbine hidraulice;
- optimizarea geometriei formelor paletelor (cupelor), rotoarelor și injectoarelor care să permită o bună funcționare a turbinelor hidraulice, cât și a hidrocentralelor.

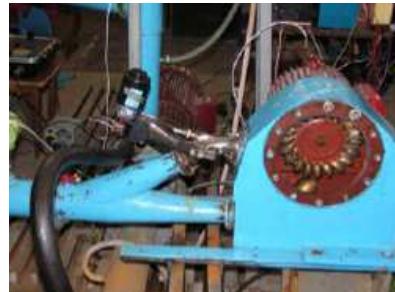
*Tabel. 1.9. Articole științifice ce conțin cercetări teoretice și experimentale pe turbină Pelton*

Nr. crt.	Scop cercetare experimentală	Autori / Cercetători	Referință bibliografică	An cercetare /publicare	Imaginea sugestivă
1	Simulare tensiune VonMises și deplasare a unei cupe Pelton	Nedelcu, D., s.a.	[54]	2008	Fig. 1.14 a)
2	Determinare experimentală a caracteristicilor dinamice prin semnal sinusoidal și determinarea variației în timp a parametrilor turbinei	Barglazan, M., Catanase, A.,	[6]	2007	Fig. 1.14 b)
3	Modelarea parametrilor unei turbine Pelton prin Matlab Simulink	Nasir, B. A.,	[46]	2013	Fig. 1.14 c)
4	Simulare jet a unei turbine cu 6 injectoare prin CFD	Muggli, F., s.a.	[45]	2003	Fig. 1.14 d)
5	Captarea de imagini a jetului asupra unui rotor Pelton	Matthias, H.-B., s.a.	[43]	1997	Fig. 1.14 e)
6	Cercetări prin simulare și experimentale privind redimensionarea unui rotor Pelton	Veselý, J., Varner, M.,	[82]	-	Fig. 1.14 f)
7	Achiziție de date cu ajutorul unui microcontroler și prin LabVIEW	Gonzalez, E. Y. G., s.a.	[84]	-	Fig. 1.14 g)
8	Simularea unui rotor Pelton de tip vertical cu 19 cupe și 4 injectoare	Xiao, Y. X., s.a.	[78]	2012	Fig. 1.14 h)
9	Simularea 3D a jetului de apă asupra modificării geometriei cupelor	Solemslie, B. W.,	[68]	2012	Fig. 1.14 i)
10	Simulare numerică a jetului de apă	Patel, K., s.a.	[60]	2010	Fig. 1.14 j)
11	Simulare numerică a jetului de apă pentru diferite tipuri de injectoare	Jošt, D., s.a.	[33]	2010	Fig. 1.14 k)
12	Proiectarea 3D a geometriei unei cupe Pelton în zona centrală	Yadav, S.,	[79]	2011	Fig. 1.14 l)
13	Proiectare instalație experimentală	Catanase, A., s.a.	[11]	2004	Fig. 1.14 m)
14	Simulare MEF și MEFr	Sadlo, F., s.a.	[67]	2004	Fig. 1.14 n)
15	Cercetări asupra unei forme geometrice a unei cupe Pelton	Brekke, H.,	[10]	2010	Fig. 1.14 o)

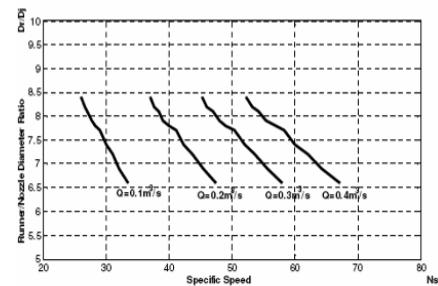
## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici



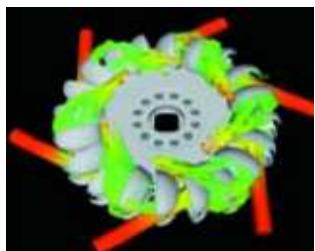
Imaginea a)



Imaginea b)



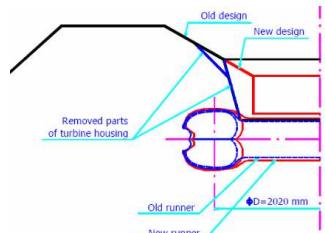
Imaginea c)



Imaginea d)



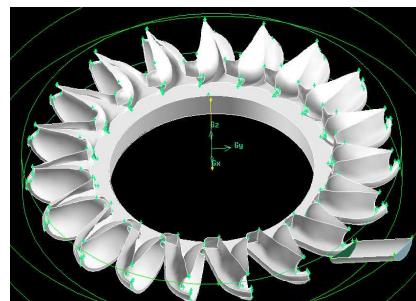
Imaginea e)



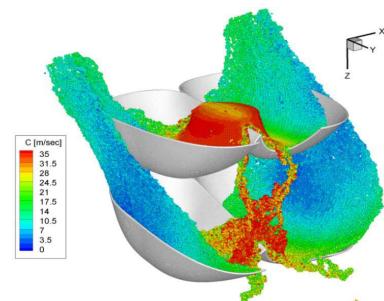
Imaginea f)



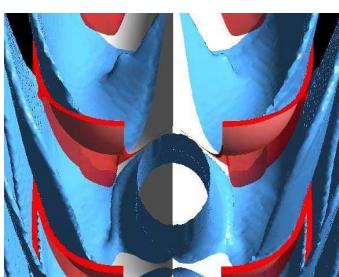
Imaginea g)



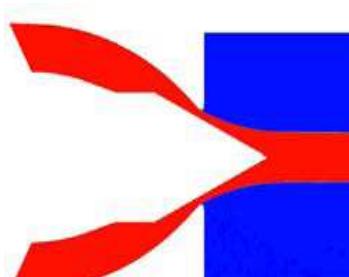
Imaginea h)



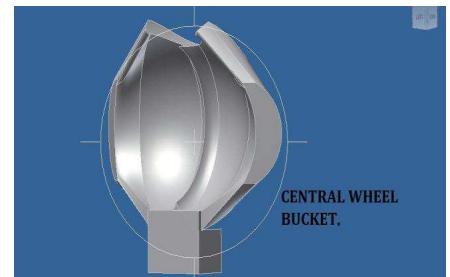
Imaginea i)



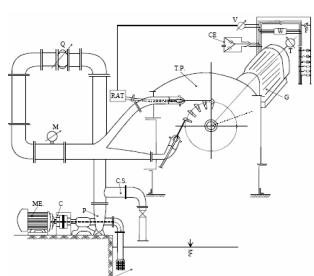
Imaginea j)



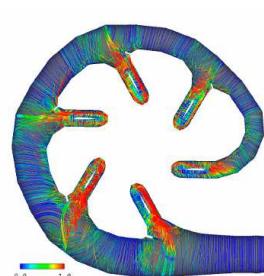
Imaginea k)



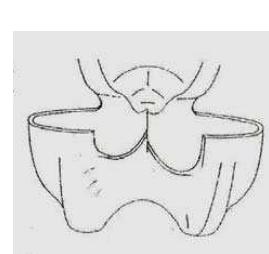
Imaginea l)



Imaginea m)



Imaginea n)

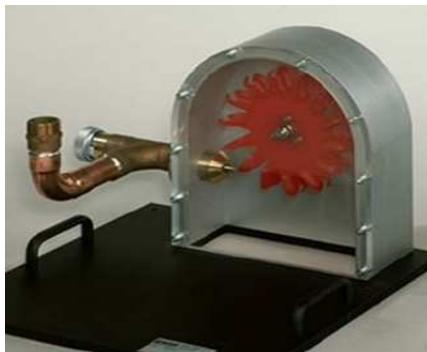


Imaginea o)

Fig. 1.14 Imagini corespunzătoare articolelor consemnate în tabelul 1.9

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

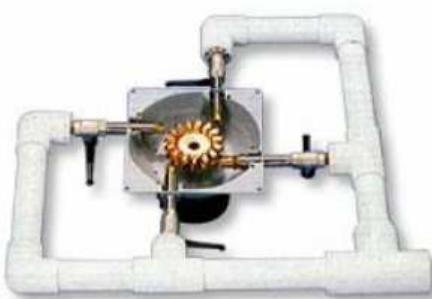
În cadrul Universității „Eftimie Murgu” din Reșița și a centrului de cercetare CCHAPT [95], există în dotare un stand experimental (figura 1.15 [97]) destinat efectuării unor lucrări de laborator, stand din componența căruia face parte un bazin special, care a servit la încercarea parțială a microturbinei Pelton cu rotoare generate prin prototipare rapidă [51], [52], [53]. Pe această miniturbină Pelton s-au întocmit încercări experimentale pe 2 tipuri de rotoare (cu număr de cupe diferite) și la turații diferite, obținându-se generare de electricitate. La finele acestui capitol se prezintă în figura 1.15 și alte variante constructive de microturbine echipate cu rotor Pelton.



Imagine după [98] a)



Imagine după [99] b)



Imagine după [Ste1] c)



Imagine după [100] d)



Imagine după [14] e)



Imagine după [91] f)

*Fig. 1.15 Microturbine cu rotor Pelton experimentate de diversi autori*

## **Cap. 2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT**

Obiectivul general al prezentei teze este investigarea experimentală a unei microturbine Pelton de înaltă cădere și debite mici, prin parcurgerea unui ciclu complet de proiectare constructiv-funcțională / simulare / execuție / cercetare experimentală. Rezultatele tezei vor concretiza prin:

- rezultate experimentale pentru rotoarele și injectoarele proiectate în cadrul tezei, care vor putea fi utilizate la proiectarea microturbinelor Pelton;
- prototipul fizic al microturbinei, care va putea fi utilizat și în viitor la cercetări experimentale pe alte variante de geometrii ale rotoarelor și injectoarelor, ca material didactic pentru lucrări de laborator sau ca material publicitar la expoziții și simpozioane.

Principalele obiective specifice propuse spre a fi realizate în prezenta teză de doctorat sunt următoarele:

- consultare bibliografică asupra turbinelor de înaltă cădere și debite mici;
- investigarea mărimilor caracteristice ale turbinelor de înaltă cădere și debite mici și prelucrarea statistică a acestora în vederea generării unor relații matematice utilizabile în proiectare la alegerea orientativă a principalilor parametri ai turbinelor Pelton;
- concepția unei aplicații informatiche de calcul a geometriei cupelor Pelton;
- proiectare constructivă microturbină Pelton;
- proiectare constructivă de variante de rotoare și injectoare;
- simularea numerică a curgerii și calcule de rezistență a unor componente ale microturbinei;
- execuția componentelor microturbinei;
- încadrarea microturbinei în standul experimental;
- cercetări experimentale derulate pe variante de rotoare respectiv injectoare.

Cercetările experimentale vor fi efectuate pe standul de încercări microturbine al S.C. Hydro-Engineering S.A. Reșița. În acest sens între Universitatea „Eftimie Murgu” Reșița și S.C. Hydro-Engineering S.A. Reșița s-a semnat un acord de colaborare, încheiat în baza acordului de cooperare științifică și tehnică nr. 32/2009 - act adițional nr. 3/2013, încheiat între cele două instituții.

## Cap. 3 MĂRIMI CARACTERISTICE ALE TURBINELOR PELTON

### 3.1 Parametri principali ai turbinelor Pelton

Parametri principali ai turbinelor Pelton sunt:

- Cădere de calcul H [m]
- Debit de calcul Q [m<sup>3</sup>/s]
- Turație specifică n<sub>s</sub> [rpm]
- Turație unitară n<sub>11</sub> [rpm]
- Debit unitar Q<sub>11</sub> [m<sup>3</sup>/s]
- Diametru caracteristic rotor D<sub>1</sub> [m], tangent la linia mijlocie a jetului de curent
- Diametru diuză injector d [m]
- Diametru jet d<sub>o</sub> [m]
- Număr de injectoare i [buc]
- Număr de palete rotor Z [buc]
- Turația rotorului n [rpm], care trebuie să fie turație de sincronism
- Randamentul hidraulic η<sub>h</sub> [%]

Acad. Anton [2] oferă următoarele corelații între aceste mărimi:

$$D_1 = 43,5 \cdot \sqrt{\eta_h} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (3.1) \quad d = 1,1 \cdot d_o \quad (3.2)$$

$$Q_{11opt} = 3,39 \cdot \left( \frac{d_o}{D_1} \right)^2 \quad (3.3) \quad n_{11opt} \equiv const \equiv 38 \text{ rpm} \quad (3.4)$$

Pentru un singur injector:

$$d_o = 0,542 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{1/4}} \quad (3.5) \quad d_o = 0,542 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{1/4}} \cdot \frac{1}{\sqrt{i}} \quad (3.6)$$

$$d = 0,596 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{1/4}} \quad (3.7) \quad d = 0,596 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{1/4}} \cdot \frac{1}{\sqrt{i}} \quad (3.8)$$

$$n_{s opt} = 246,8 \cdot \frac{d_o}{D_1} \quad (3.9) \quad n_{s opt} = 246,8 \cdot \frac{d_o}{D_1} \cdot \sqrt{i} \quad (3.10)$$

$$n_s = (220...252) \cdot \frac{d_o}{D_1} \quad (3.11) \quad n_s = (220...252) \cdot \frac{d_o}{D_1} \cdot \sqrt{i} \quad (3.12)$$

**Tabelul 3.1** prezintă după [21] parametri principali ai turbinelor Pelton, obținuți prin prelucrarea statistică a parametrilor turbinelor realizate, tabel care poate fi utilizat pentru alegerea orientativă a principalilor parametri ai turbinelor Pelton. Prin prelucrarea statistică a valorilor din tabel s-au obținut reprezentările grafice din **figurile 3.1 ÷ 3.7**, calculate pentru valorile minime, medii respectiv maxime din tabel, reprezentările fiind exprimate în funcție de cădere turbinei H. Pentru fiecare dependență s-au obținut expresiile matematice, pentru valorile minime, medii respectiv maxime, sub formă exponențială sau polinomială de gradul 2, unde parametrul statistic R este o măsură a preciziei de aproximare a curbei în raport cu valorile inițiale, aproximarea fiind cu atât mai bună cu cât valoarea parametrului R se apropie de valoarea 1.

*Parametri principali ai turbinelor Pelton*

*Tabel 3.1*

Cădere	Raport	Turație unitară	Debit unitar	Turație specifică pe un injector	Număr de palete
H [m]	D <sub>1</sub> /d <sub>o</sub> [-]	n <sub>11</sub> [rpm]	Q <sub>11</sub> [l/s]	n <sub>s</sub> [rpm]	Z [buc]
100	6 ÷ 8	35,5 ÷ 37,5	94,5 ÷ 53	38,8 ÷ 27,6	14 ÷ 18
200	7 ÷ 9	36 ÷ 38	69,2 ÷ 42	33,7 ÷ 24,9	16 ÷ 19
300	8 ÷ 11	36,5 ÷ 38,5	53 ÷ 28,2	29,9 ÷ 20,6	17 ÷ 20
400	9,5 ÷ 12,5	37 ÷ 39	37,7 ÷ 21,7	25,5 ÷ 18,35	18 ÷ 21
500	11 ÷ 14	37,5 ÷ 39,5	28,2 ÷ 17,3	22,4 ÷ 16,5	19 ÷ 23
750	16 ÷ 19	38 ÷ 40	13,2 ÷ 9,35	15,5 ÷ 12,45	24 ÷ 28
1000	23	39,5	6,38	10,65	27 ÷ 31
1500	42	40	1,93	5,92	39 ÷ 46
1800	60	40,5	0,94	4,2	44 ÷ 60

Obs: Raportul optim D<sub>1</sub>/d<sub>o</sub> = 10 ÷ 18, ceea ce corespunde rapidității la un injector de n<sub>s</sub>=14 ÷ 26.

**Figura 3.1** prezintă dependența raportului D<sub>1</sub>/d<sub>o</sub> funcție de cădere: D<sub>1</sub>/d<sub>o</sub>=f(H), expresiile matematice ale acestor dependențe fiind următoarele:

$$\frac{D_1}{d_o} = 5,459387 \cdot e^{0,001363 \cdot H} \quad \text{pentru valorile minime} \quad (3.13)$$

$$\frac{D_1}{d_o} = 6,417 \cdot e^{0,0013 \cdot H} \quad \text{pentru valorile medii} \quad (3.14)$$

$$\frac{D_1}{d_o} = 7,542539 \cdot e^{0,001155 \cdot H} \quad \text{pentru valorile maxime} \quad (3.15)$$

**Figura 3.2** prezintă dependența turației unitare n<sub>11</sub> funcție de cădere: n<sub>11</sub>=f(H), expresiile matematice ale acestor dependențe fiind următoarele:

$$n_{11} = -0,000001 \cdot H^2 + 0,005623 \cdot H + 34,947885 \quad \text{pentru valorile minimele} \quad (3.16)$$

$$n_{11} = -0,000001 \cdot H^2 + 0,004824 \cdot H + 36,172604 \quad \text{pentru valorile medii} \quad (3.17)$$

$$n_{11} = -0,000001 \cdot H^2 + 0,004024 \cdot H + 37,397323 \quad \text{pentru valorile maximale} \quad (3.18)$$

**Figura 3.3** prezintă dependența debitului unitare  $Q_{11}$  funcție de cădere:  $Q_{11}=f(H)$ , expresiile matematice ale acestor dependențe fiind următoarele:

$$Q_{11} = 59,697874 \cdot e^{-0,002312 \cdot H} \quad \text{pentru valorile minimele} \quad (3.19)$$

$$Q_{11} = 82,499306 \cdot e^{-0,002520 \cdot H} \quad \text{pentru valorile medii} \quad (3.20)$$

$$Q_{11} = 114,09679 \cdot e^{-0,002729 \cdot H} \quad \text{pentru valorile maximale} \quad (3.21)$$

**Figura 3.4** prezintă dependența turației specifice  $n_s$  funcție de cădere:  $n_s=f(H)$ , expresiile matematice ale acestor dependențe fiind următoarele:

$$n_s = 29,391197 \cdot e^{-0,001077 \cdot H} \quad \text{pentru valorile minimele} \quad (3.22)$$

$$n_s = 35,698480 \cdot e^{-0,001201 \cdot H} \quad \text{pentru valorile medii} \quad (3.23)$$

$$n_s = 43,359291 \cdot e^{-0,001326 \cdot H} \quad \text{pentru valorile maximale} \quad (3.24)$$

**Figura 3.5** prezintă dependența numărului de palete rotor  $Z$  funcție de cădere:  $Z=f(H)$ , expresiile matematice ale acestor dependențe fiind următoarele:

$$Z = |13,770114 \cdot e^{0,000672 \cdot H}| \quad \text{pentru valorile minimele} \quad (3.25)$$

$$Z = |14,960781 \cdot e^{0,000687 \cdot H}| \quad \text{pentru valorile medii} \quad (3.26)$$

$$Z = |16,254402 \cdot e^{0,000703 \cdot H}| \quad \text{pentru valorile maximale} \quad (3.27)$$

**Figura 3.6** prezintă dependența numărului de palete rotor  $Z$  funcție de raportul  $D_1/d_o$ :  $Z=f(D_1/d_o)$ , expresiile matematice ale acestor dependențe fiind următoarele:

$$Z = |-0,006540 \cdot (D_1/d_o)^2 + 0,974197 \cdot (D_1/d_o) + 9,197833| \quad \text{pentru valorile minimele} \quad (3.28)$$

$$Z = |-0,004542 \cdot (D_1/d_o)^2 + 0,978682 \cdot (D_1/d_o) + 9,550136| \quad \text{pentru valorile medii} \quad (3.29)$$

$$Z = |-0,0016 \cdot (D_1/d_o)^2 + 0,9179 \cdot (D_1/d_o) + 10,514| \quad \text{pentru valorile maximale} \quad (3.30)$$

**Figura 3.7** prezintă dependența numărului de palete rotor  $Z$  funcție de turația specifică:  $Z=f(n_s)$ , expresiile matematice ale acestor dependențe fiind următoarele:

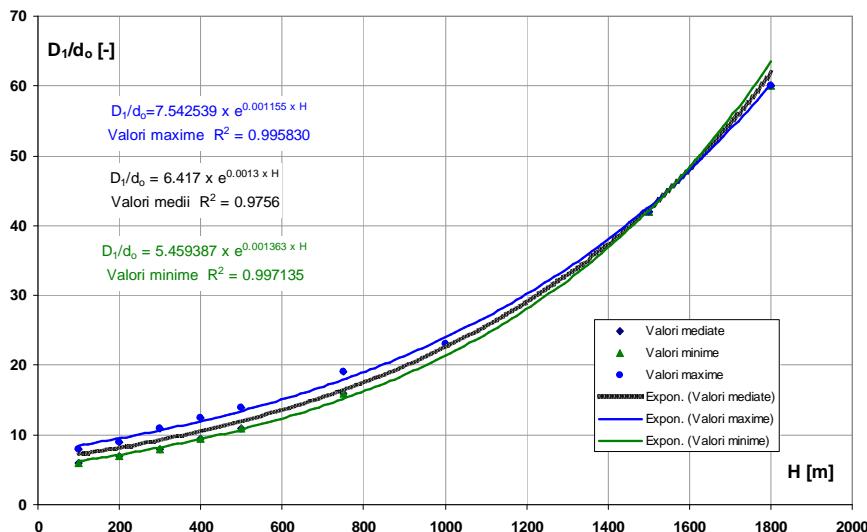
$$Z = |47,742514 \cdot e^{-0,048106 \cdot n_s}| \quad \text{pentru valorile minimele} \quad (3.31)$$

$$Z = |48,027625 \cdot e^{-0,036587 \cdot n_s}| \quad \text{pentru valorile medii} \quad (3.32)$$

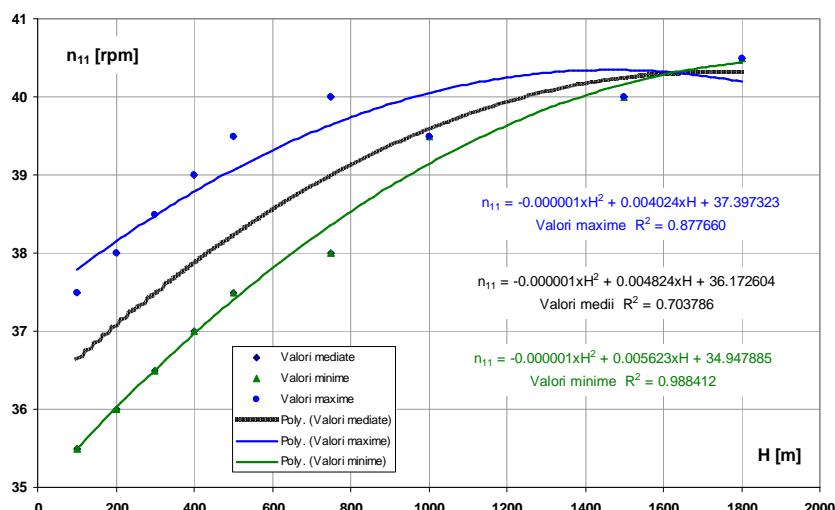
## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

$$Z = |52,230360 \cdot e^{-0.031630 \cdot n_s}|$$

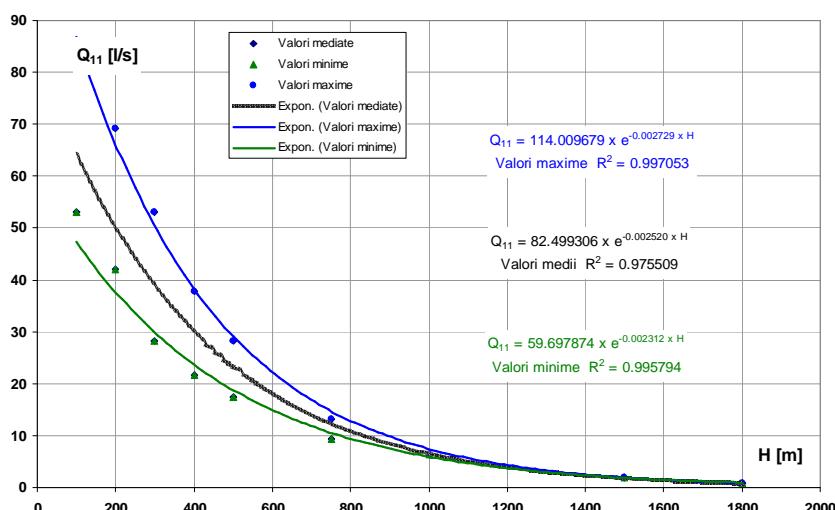
pentru valorile maximale (3.33)



*Fig. 3.1 Dependența raportului  $D_1/d_o$  funcție de cădere*  
 $D_1/d_o=f(H)$



*Fig. 3.2 Dependența turației unitare funcție de cădere  $n_{11}=f(H)$*



*Fig. 3.3 Dependența debitului unitar funcție de cădere  $Q_{11}=f(H)$*

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

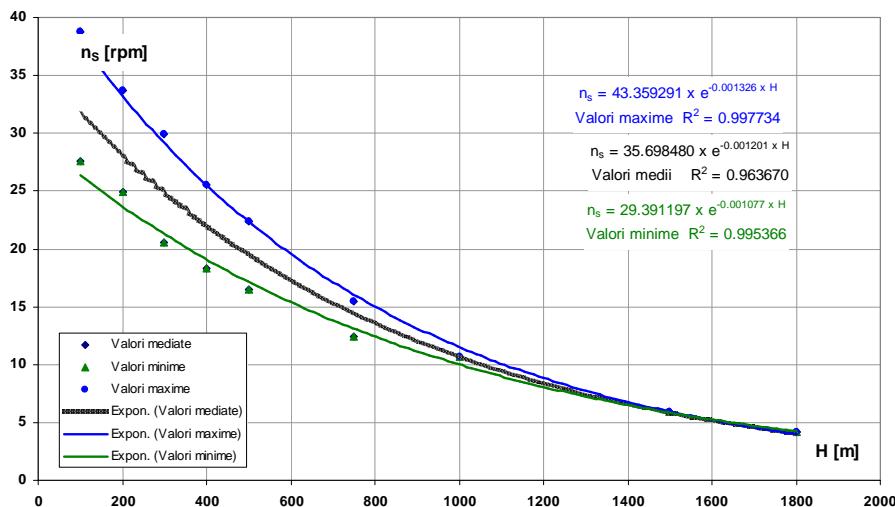


Fig. 3.4 Dependența turației specifice funcție de cădere  $n_s=f(H)$

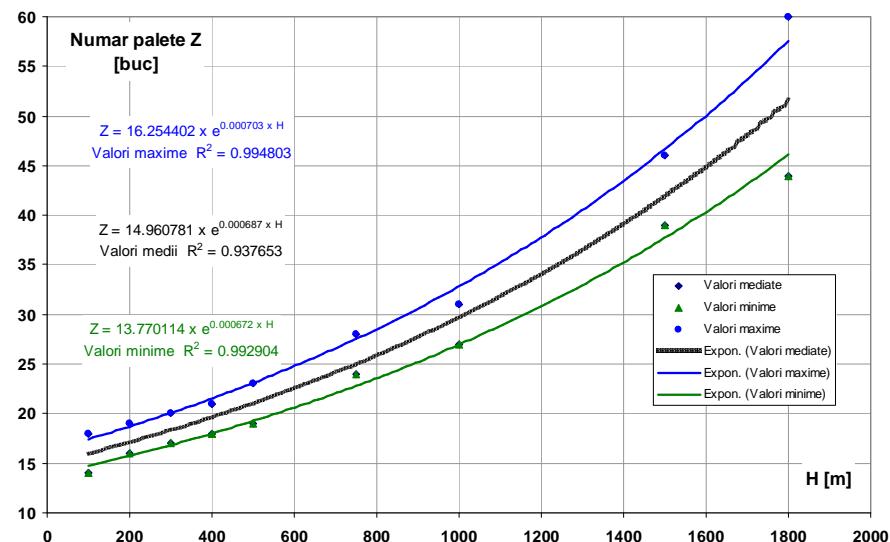


Fig. 3.5 Dependența numărului de palete funcție de cădere  $Z=f(H)$

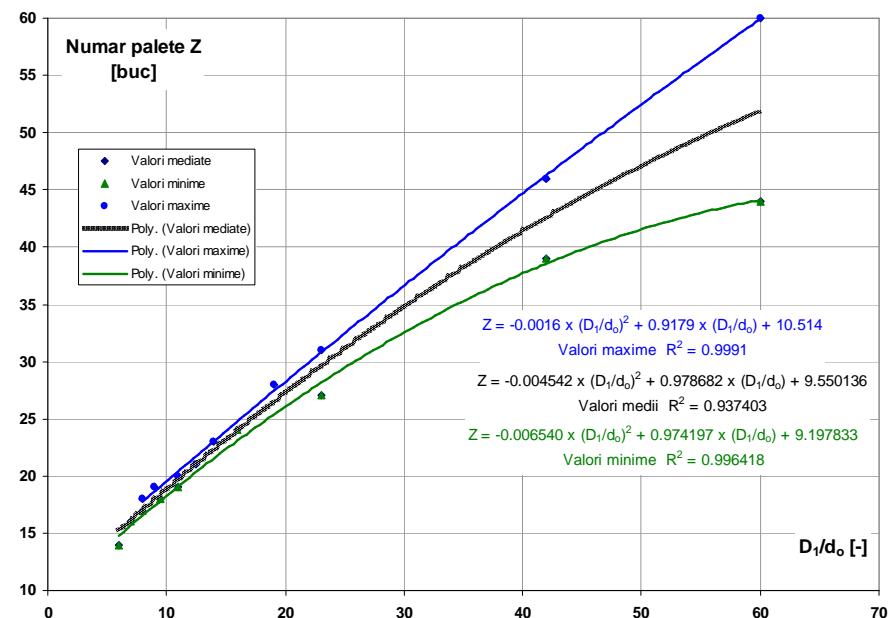


Fig. 3.6 Dependența numărului de palete funcție de raportul  $D_1/d_o$   
 $Z=f(D_1/d_o)$

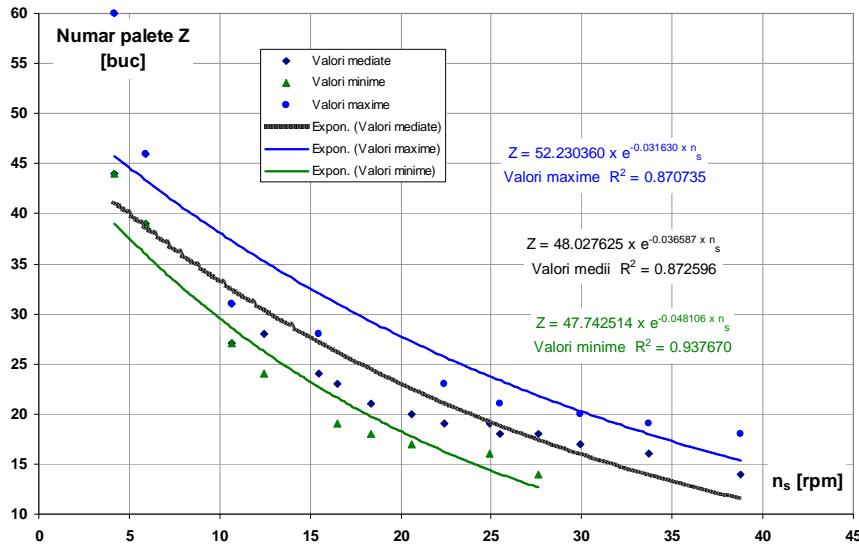


Fig. 3.7 Dependența numărului de palete funcție de turăția specifică  
 $Z=f(n_s)$

Figura 3.8 prezintă comparația dependenței debitului unitar optim  $Q_{11\text{ opt}}$  funcție de raportul  $d_o/D_1$ :  $Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$ , prima dependență fiind calculată din relația (3.3), iar a doua obținută prin prelucrarea statistică a valorilor medii din tabelul 3.1, rezultând următoarea expresie matematică :

$$Q_{11\text{ opt}} [\text{l/s}] = 3400 \cdot \left( \frac{d_o}{D_1} \right)^2 - 0,289 \cdot \left( \frac{d_o}{D_1} \right) - 0,0069 \quad \text{pentru valorile medii} \quad (3.34)$$

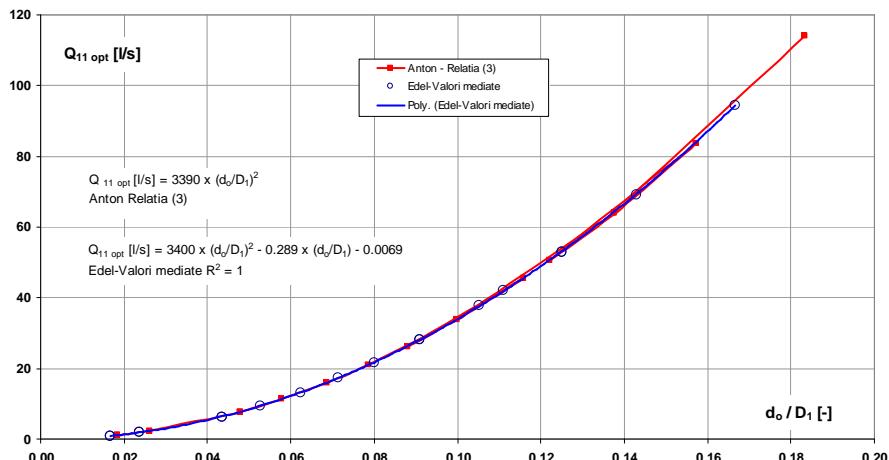
Figura 3.9 prezintă comparația dependenței turăției specifice optime  $n_{s\text{ opt}}$  funcție de raportul  $d_o/D_1$ :  $n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$ , prima dependență fiind calculată din relația (3.9), iar a doua obținută prin prelucrarea statistică a valorilor medii din tabelul 3.1, rezultând următoarea expresie matematică :

$$n_{s\text{ opt}} = 229,01 \cdot \frac{d_o}{D_1} + 0,495 \quad \text{pentru valorile medii} \quad (3.35)$$

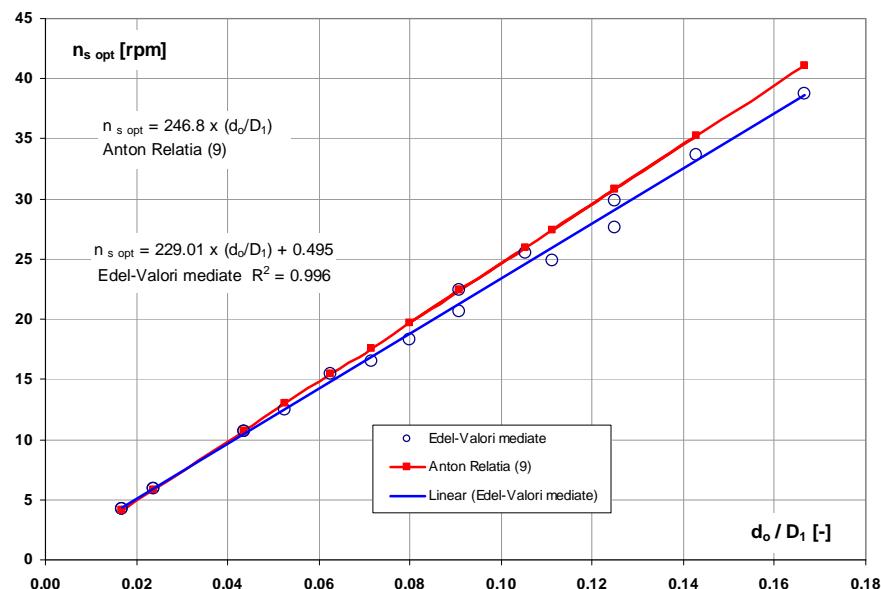
Atât din expresiile matematice cât și din reprezentările grafice rezultă o foarte bună suprapunere a acestor dependențe.

Tabelul 3.2 prezintă numeric parametri principali ai turbinelor Pelton pentru căderile  $H=400, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600$  m, calculați prin relațiile (3), (9), (13)-(35). Acest tabel precum și relațiile prezentate anterior pot constitui repere valorice la alegerea orientativă a principalilor parametri ai unei turbine Pelton. Astfel, pentru o cădere dată, se pot obține valorile minime, maxime respectiv medii/optime ale parametrilor turbinei. Pentru definitivarea valorilor finale ale parametrilor este necesară o analiză detaliată, în unele cazuri putând apărea, dintr-un motiv sau altul, abateri de la aceste valori recomandate. Bineînțeles că, la alegerea parametrilor principali, de o mare importanță sunt și caracteristicile energetice obținute experimental de către furnizorul de turbine.

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici



*Fig. 3.8 Dependența debitului unitar optim funcție de raportul  $d_o/D_1$*

$$Q_{11 \text{ opt}} = f(d_o/D_1)$$


*Fig. 3.9 Dependența turării specifice optime funcție de raportul  $d_o/D_1$*

$$n_s \text{ opt} = f(d_o/D_1)$$

*Tabel 3.2  
Parametrii principali ai turbinelor Pelton pentru căderile  $H=400, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600$  m*

	<b>Marime</b>	<b>U/M</b>	<b>Relația de calcul</b>	<b>Minim</b>	<b>Mediu</b>	<b>Maxim</b>
<b>H</b> <b>[m]</b>	$D_1/d_o=f(H)$	[-]	(3.13), (3.14), (3.15)	9,4172	10,7936	11,9719
	$d_o/D_1=f(H)$	[-]	$1 / (D_1/d_o)$	0,0835	0,0926	0,1062
	$n_{11}=f(H)$	[rpm]	(3.16), (3.17), (3.18)	37,04	37,94	38,85
	$Q_{11}=f(H)$	[l/s]	(3.19), (3.20), (3.21)	23,68	30,11	38,27
	$Q_{11 \text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.3)	-	29,10	-
	$Q_{11 \text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.34)	-	29,15	-
	$n_s=f(H)$	[rpm]	(3.22), (3.23), (3.24)	19,10	22,08	25,51
	$n_s \text{ opt}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.35)	-	21,71	-
	$n_s \text{ opt}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.9)	-	22,87	-
	$Z=f(H)$	[buc]	(3.25), (3.26), (3.27)	18	20	22
	$Z=f(D_1/d_o)$	[buc]	(3.28), (3.29), (3.30)	18	20	21
	$Z=f(n_s)$	[buc]	(3.31), (3.32), (3.33)	19	21	23

Tabel 3.2

*Parametrii principali ai turbinelor Pelton pentru căderile H=400,600,800,1000,1200,1400,1600 m*

	<b>Marime</b>	<b>U/M</b>	<b>Relația de calcul</b>	<b>Minim</b>	<b>Mediu</b>	<b>Maxim</b>
H [m]	$D_1/d_o=f(H)$	[ - ]	(3.13), (3.14), (3.15)	12,3683	13,9985	15,0829
	$d_o/D_1=f(H)$	[ - ]	1 / (D <sub>1</sub> /d <sub>o</sub> )	0,0663	0,0714	0,0809
	$n_{11}=f(H)$	[rpm]	(3.16), (3.17), (3.18)	37,96	38,71	39,45
	$Q_{11}=f(H)$	[l/s]	(3.19), (3.20), (3.21)	14,91	18,19	22,17
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.3)	-	17,30	-
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.34)	-	17,32	-
	$n_s=f(H)$	[rpm]	(3.22), (3.23), (3.24)	15,40	17,37	19,57
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.35)	-	16,85	-
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.9)	-	17,63	-
	$Z=f(H)$	[buc]	(3.25), (3.26), (3.27)	21	23	25
	$Z=f(D_1/d_o)$	[buc]	(3.28), (3.29), (3.30)	20	22	24
	$Z=f(n_s)$	[buc]	(3.31), (3.32), (3.33)	23	25	28
H [m]	$D_1/d_o=f(H)$	[ - ]	(3.13), (3.14), (3.15)	16,2442	18,1551	19,0023
	$d_o/D_1=f(H)$	[ - ]	1 / (D <sub>1</sub> /d <sub>o</sub> )	0,0526	0,0551	0,0616
	$n_{11}=f(H)$	[rpm]	(3.16), (3.17), (3.18)	38,81	39,39	39,98
	$Q_{11}=f(H)$	[l/s]	(3.19), (3.20), (3.21)	9,39	10,99	12,85
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.3)	-	10,28	-
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.34)	-	10,29	-
	$n_s=f(H)$	[rpm]	(3.22), (3.23), (3.24)	12,42	13,66	15,01
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.35)	-	13,11	-
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.9)	-	13,59	-
	$Z=f(H)$	[buc]	(3.25), (3.26), (3.27)	24	26	29
	$Z=f(D_1/d_o)$	[buc]	(3.28), (3.29), (3.30)	23	26	27
	$Z=f(n_s)$	[buc]	(3.31), (3.32), (3.33)	26	29	32
H [m]	$D_1/d_o=f(H)$	[ - ]	(3.13), (3.14), (3.15)	21,3347	23,5459	23,9402
	$d_o/D_1=f(H)$	[ - ]	1 / (D <sub>1</sub> /d <sub>o</sub> )	0,0418	0,0425	0,0469
	$n_{11}=f(H)$	[rpm]	(3.16), (3.17), (3.18)	39,57	40,00	40,42
	$Q_{11}=f(H)$	[l/s]	(3.19), (3.20), (3.21)	5,91	6,64	7,44
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.3)	-	6,11	-
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.34)	-	6,11	-
	$n_s=f(H)$	[rpm]	(3.22), (3.23), (3.24)	10,01	10,74	11,51
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.35)	-	10,22	-
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.9)	-	10,48	-
	$Z=f(H)$	[buc]	(3.25), (3.26), (3.27)	27	30	33
	$Z=f(D_1/d_o)$	[buc]	(3.28), (3.29), (3.30)	27	30	32
	$Z=f(n_s)$	[buc]	(3.31), (3.32), (3.33)	29	32	36
H [m]	$D_1/d_o=f(H)$	[ - ]	(3.13), (3.14), (3.15)	28,0205	30,5374	30,1613
	$d_o/D_1=f(H)$	[ - ]	1 / (D <sub>1</sub> /d <sub>o</sub> )	0,0332	0,0327	0,0357
	$n_{11}=f(H)$	[rpm]	(3.16), (3.17), (3.18)	40,26	40,52	40,79

Tabel 3.2

 Parametrii principali ai turbinelor Pelton pentru căderile  $H=400, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600\text{ m}$ 

	<b>Marime</b>	<b>U/M</b>	<b>Relația de calcul</b>	<b>Minim</b>	<b>Mediu</b>	<b>Maxim</b>
1200	$Q_{11}=f(H)$	[l/s]	(3.19), (3.20), (3.21)	3,72	4,01	4,31
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.3)	-	3,64	-
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.34)	-	3,63	-
	$n_s=f(H)$	[rpm]	(3.22), (3.23), (3.24)	8,07	8,45	8,83
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.35)	-	7,99	-
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.9)	-	8,08	-
	$Z=f(H)$	[buc]	(3.25), (3.26), (3.27)	31	34	38
	$Z=f(D_1/d_o)$	[buc]	(3.28), (3.29), (3.30)	31	35	37
	$Z=f(n_s)$	[buc]	(3.31), (3.32), (3.33)	32	35	40
H [m]	$D_1/d_o=f(H)$	[-]	(3.13), (3.14), (3.15)	36,8014	39,6048	37,9990
	$d_o/D_1=f(H)$	[-]	1 / ( $D_1/d_o$ )	0,0263	0,0252	0,0272
	$n_{11}=f(H)$	[rpm]	(3.16), (3.17), (3.18)	40,86	40,97	41,07
	$Q_{11}=f(H)$	[l/s]	(3.19), (3.20), (3.21)	2,35	2,42	2,50
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.3)	-	2,16	-
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.34)	-	2,15	-
	$n_s=f(H)$	[rpm]	(3.22), (3.23), (3.24)	6,51	6,64	6,77
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.35)	-	6,28	-
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.9)	-	6,23	-
1400	$Z=f(H)$	[buc]	(3.25), (3.26), (3.27)	35	39	43
	$Z=f(D_1/d_o)$	[buc]	(3.28), (3.29), (3.30)	36	41	43
	$Z=f(n_s)$	[buc]	(3.31), (3.32), (3.33)	35	38	42
	$D_1/d_o=f(H)$	[-]	(3.13), (3.14), (3.15)	48,3341	51,3647	47,8733
	$d_o/D_1=f(H)$	[-]	1 / ( $D_1/d_o$ )	0,0209	0,0195	0,0207
	$n_{11}=f(H)$	[rpm]	(3.16), (3.17), (3.18)	41,38	41,33	41,28
	$Q_{11}=f(H)$	[l/s]	(3.19), (3.20), (3.21)	1,48	1,46	1,45
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.3)	-	1,28	-
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.34)	-	1,28	-
H [m]	$n_s=f(H)$	[rpm]	(3.22), (3.23), (3.24)	5,25	5,23	5,20
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.35)	-	4,95	-
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.9)	-	4,80	-
	$Z=f(H)$	[buc]	(3.25), (3.26), (3.27)	40	45	50
	$Z=f(D_1/d_o)$	[buc]	(3.28), (3.29), (3.30)	41	48	51
	$Z=f(n_s)$	[buc]	(3.31), (3.32), (3.33)	37	40	44
	$D_1/d_o=f(H)$	[-]	(3.13), (3.14), (3.15)	48,3341	51,3647	47,8733
	$d_o/D_1=f(H)$	[-]	1 / ( $D_1/d_o$ )	0,0209	0,0195	0,0207
	$n_{11}=f(H)$	[rpm]	(3.16), (3.17), (3.18)	41,38	41,33	41,28
1600	$Q_{11}=f(H)$	[l/s]	(3.19), (3.20), (3.21)	1,48	1,46	1,45
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.3)	-	1,28	-
	$Q_{11\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[l/s]	(3.34)	-	1,28	-
	$n_s=f(H)$	[rpm]	(3.22), (3.23), (3.24)	5,25	5,23	5,20
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.35)	-	4,95	-
	$n_{s\text{ opt}}=f(d_o/D_1)$	[rpm]	(3.9)	-	4,80	-
	$Z=f(H)$	[buc]	(3.25), (3.26), (3.27)	40	45	50
	$Z=f(D_1/d_o)$	[buc]	(3.28), (3.29), (3.30)	41	48	51
	$Z=f(n_s)$	[buc]	(3.31), (3.32), (3.33)	37	40	44

Figura 3.10 prezintă după [21] diagrama de selecție a numărului de injectoare „i” funcție de căderea  $H$  respectiv turația specifică  $n_s$ . Această diagramă se poate utiliza pentru alegerea orientativă a numărului de injectoare a turbinei Pelton.

Se recomandă ca, întotdeauna când este posibil, turbina să fie prevăzută cu un singur injector. La o cădere impusă, apa ieșe din injector cu o anumită viteză care impune turația rotorului pentru un diametru dat al acestuia. Dacă se dorește mărirea turației, atunci trebuie redus diametrul rotorului, ceea ce implică micșorarea dimensiunilor cupelor; astfel cupele nu mai pot prelua întreg debitul injectorului, ceea ce conduce la necesitatea repartizării acestuia pe mai multe injectoare.

Conceptul de turbină tip este utilizat la generalizarea unui model de turbină sau pentru compararea modelelor între ele. Turbină tip se definește ca fiind o mașină hidraulică cu diametrul  $D=1$  m, care funcționează la o cădere de  $H=1$  m. Comportamentul turbinei tip este caracterizat prin intermediul diagramei universale de funcționare, definită prin intermediul mărimilor unitare  $n_{11}$ ,  $Q_{11}$  specifice ale turbinei tip. În coordonatele  $n_{11}$ ,  $Q_{11}$  ale diagramei universale se trasează curbele de randament constant  $\eta$  [%] și cele ale cursei injectorului  $S$  [mm], figura 3.11 [22].

$$n_{11} = \frac{n \cdot D_1}{\sqrt{H}} \quad (3.36)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \quad (3.37)$$

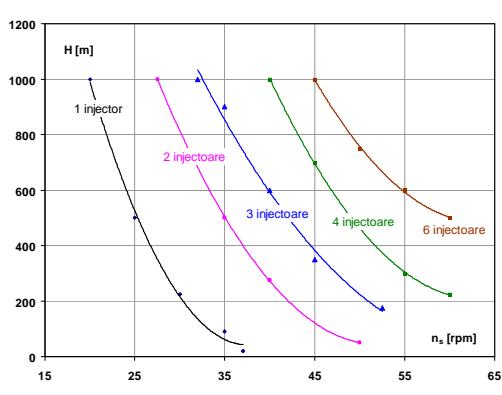


Fig. 3.10 Diagrama de selecție a numărului „i” după [21]

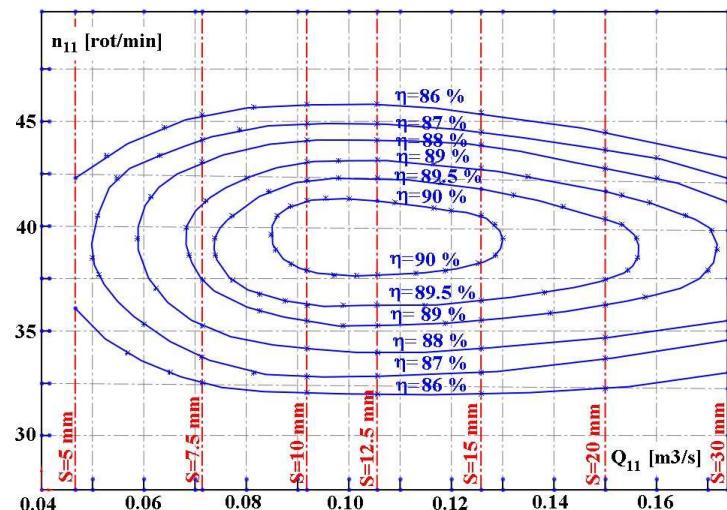


Fig. 3.11 Diagrama universală a unei turbine Pelton după [22]

Turația specifică este un criteriu utilizat la compararea diferitelor tipuri de turbine și la delimitarea domeniului de funcționare și este egală valoric cu turația turbinei model asemenea geometric cu cea dată și care la căderea de  $H=1$  m furnizează o putere de 1 CP sau 1 kW. Turația specifică este o măsură a rapidității turbinei și se poate calcula prin una din relațiile:

$$n_s [CP] = \frac{P_{CP}^{1/2}}{H^{5/4}} \cdot n \quad (3.38)$$

$$n_s [kW] = \frac{P_{kW}^{1/2}}{H^{5/4}} \cdot n \quad (3.39)$$

Tabelul 3.3 prezintă după [21] clasificarea turbinelor după turația specifică  $n_s$ , iar tabelul 3.4 prezintă după [2] delimitarea turbinelor după turația specifică  $n_s$ .

*Tabel 3.3*

*Clasificarea turbinelor după turația specifică  $n_s$  [rot/min]*

Tip turbină	Lente	Semirapide	Rapide
Kaplan	300 ÷ 450	500 ÷ 700	800 ÷ 1100
Radial-axiale	60 ÷ 150	150 ÷ 250	250 ÷ 400
Pelton	4 ÷ 10	14 ÷ 25	30 ÷ 60

*Tabel 3.4*

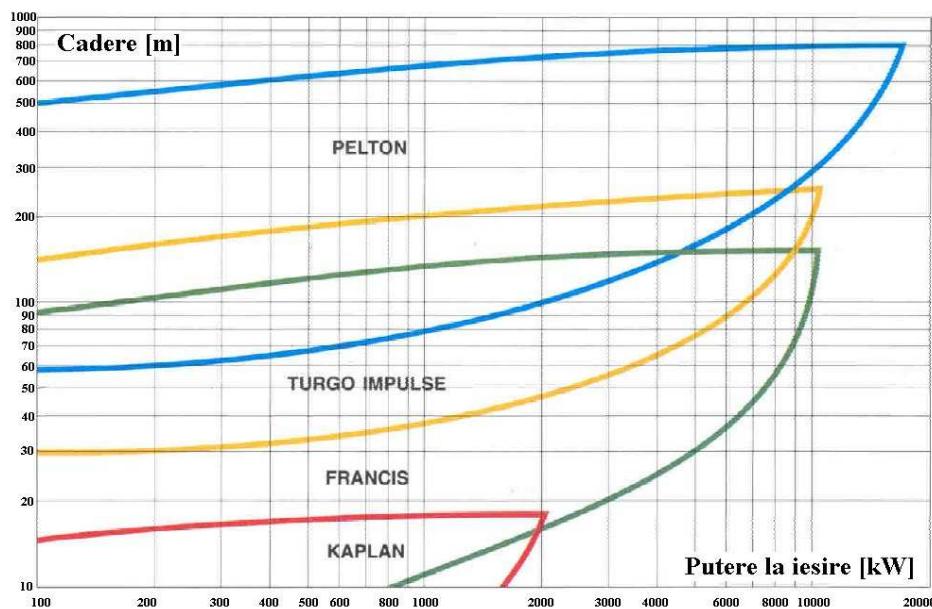
*Delimitarea turbinelor după turația specifică  $n_s$  [rot/min]*

Tip turbină	Pelton	Francis	Deriaz	Kaplan	Bulb
$n_s$	3 ÷ 36	60 ÷ 350	120 ÷ 300	300 ÷ 900	700 ÷ 1400

Obs. Turbinele Pelton pot ajunge până la  $n_s=60$  dacă se construiesc cu mai multe injectoare.

### 3.2 Domeniul de funcționare al turbinelor Pelton

Figura 3.12 prezintă după Gilkes [27] domeniul de funcționare al turbinelor standard, acoperit de următoarele patru tipuri de turbine: Pelton, Turgo, Francis și Kaplan, figura ilustrând încadrarea acestora funcție de cădere [m] respectiv putere la ieșire [kW]. Pentru turbinele Pelton firma nu preconizează puteri peste 400 kw, domeniul ușual fiind de 50 ÷ 200 kw.

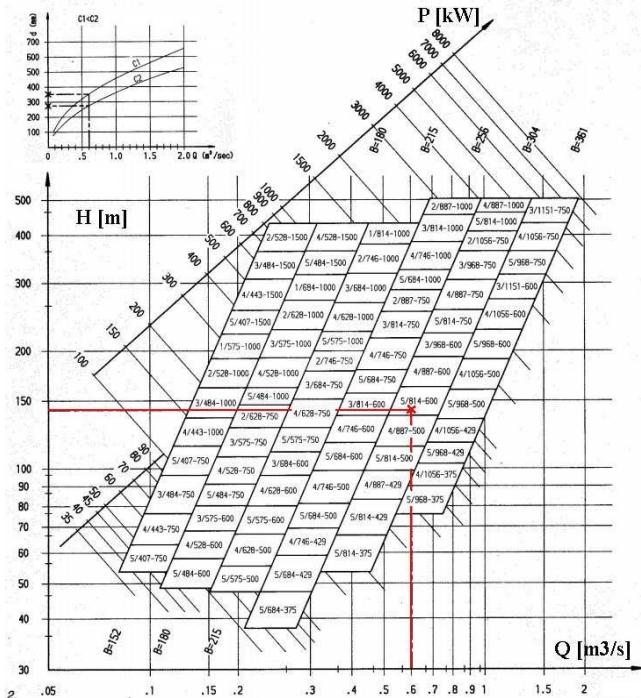


*Fig. 3.12 Domeniu de funcționare al turbinelor standard după Gilkes [27]*

Figura 3.13 prezintă după Ganz Holding [25] domeniul de funcționare al turbinelor Pelton, figura ilustrând încadrarea acestora funcție de cădere  $H$  [m] respectiv debit  $Q$  [ $m^3/s$ ]. Figura 3.14 prezintă cotele principale ale turbinelor, exprimate funcție de diametrul caracteristic al rotorului  $D_1$ .

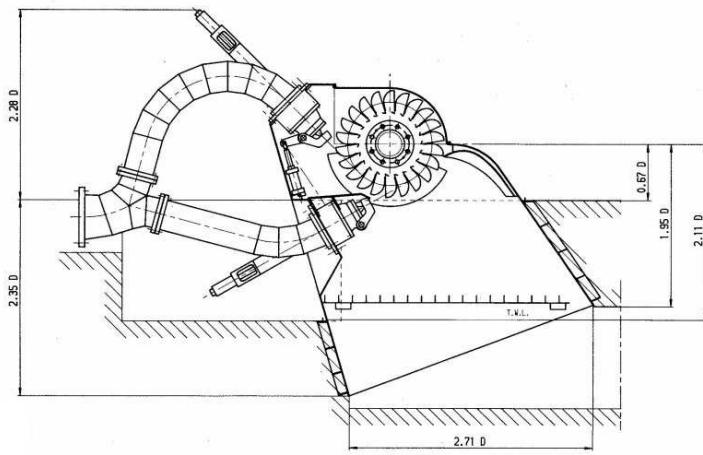
## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

Exemplu: pentru datele de intrare cădere  $H=145$  m și debit  $Q=0.63 \text{ m}^3/\text{s}$ , din figura 3.11 rezultă: puterea la ieșire a turbinei  $P=700 \text{ kW}$ , lățimea cupei  $B=304 \text{ mm}$ , diametrul conductei la intrare  $d=300 \text{ mm}$ , tip rotor 5, diametru caracteristic rotor  $D_1=814 \text{ mm}$ , turatie  $n=600 \text{ rpm}$ , ID mașina P 5-304-814-600.



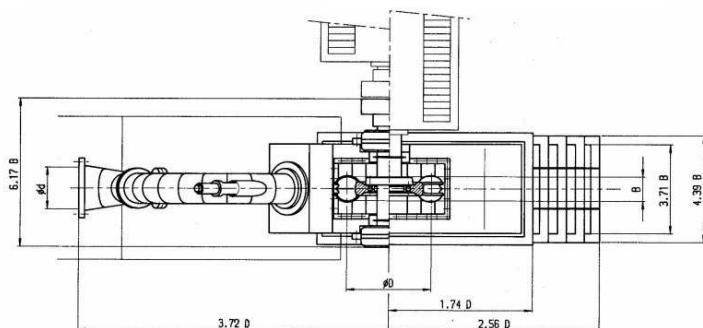
*Fig. 3.13 Domeniu de funcționare al turbinelor standard după Ganz Holding*

[25]



*Fig. 3.14 Cote principale ale turbinelor Ganz Holding*

[25]



## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

În figura 3.15 sunt prezentate după [26] domeniile de utilizare ale turbinelor cu acțiune de tip Pelton (cu un injector, 2, 4 sau 6 injectoare), Turgo și Bánki (denumită și Ossberger-Michell).

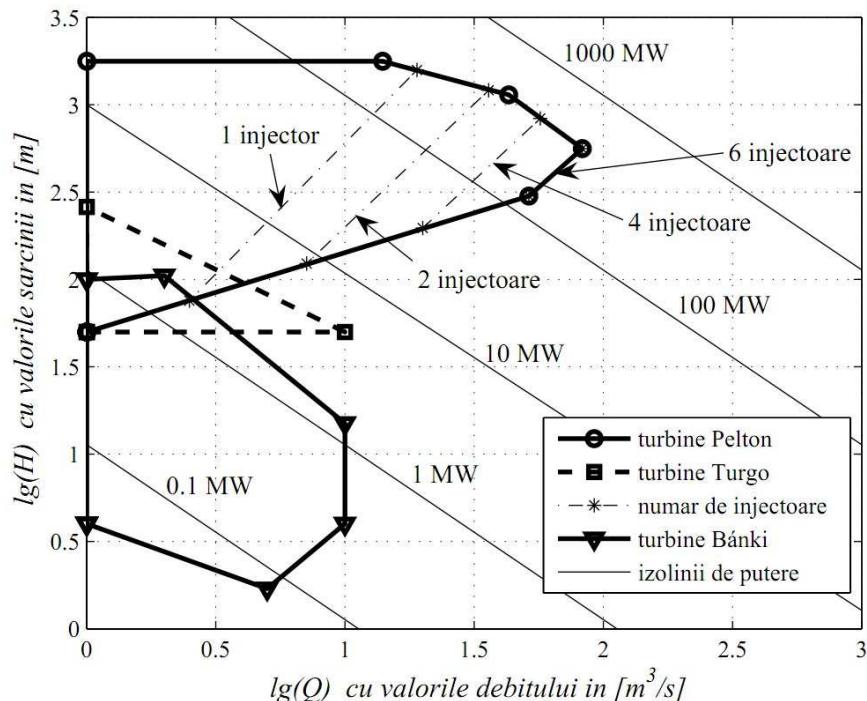


Fig. 3.15 Domeniu de funcționare al turbinelor cu acțiune după Georgescu [26]

Conform [26] turbinele Pelton sunt utilizate în domeniul debitelor mici  $Q=1 \div 83 \text{ m}^3/\text{s}$  respectiv al căderilor mari și foarte mari  $H=50 \div 1869 \text{ m}$ . Puterea obținută variază în intervalul  $0,44 \div 423 \text{ MW}$ , iar randamentele optime au valori maxime de 93%. Microturbinele Pelton au domeniul de utilizare redus la zona debitelor foarte mici  $Q=0,02 \div 1 \text{ m}^3/\text{s}$  și căderilor mari  $H=30 \div 400 \text{ m}$ . Randamentul optim are valori de circa 90%, iar puterea obținută este mică  $2 \div 1000 \text{ kW}$ .

În figura 3.16 sunt prezentate după Paish [57] domeniile de utilizare ale microturbinelor.

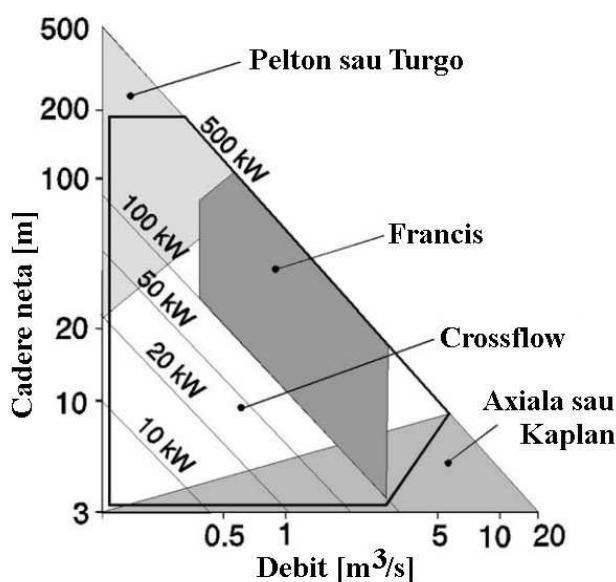


Fig. 3.16 Domeniu de funcționare al microturbinelor după Paish [57]

### 3.3 Forma și dimensiunile principale ale cupei Pelton

Cupa Pelton se compune din două jumătăți simetrice. Figura 3.17 prezintă elementele geometrice, iar figura 3.18 dimensiunile principale ale unei cupe Pelton.

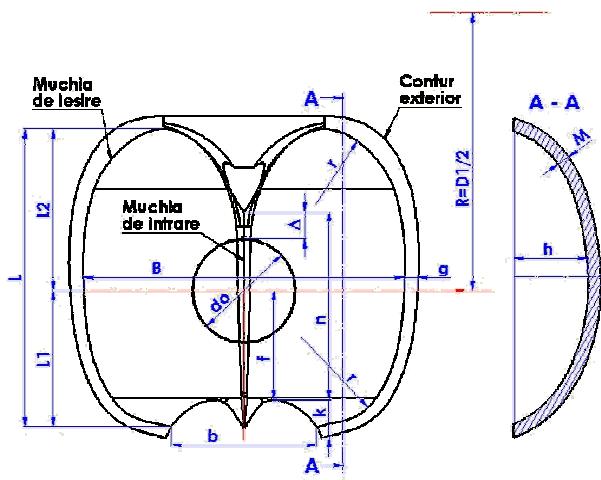
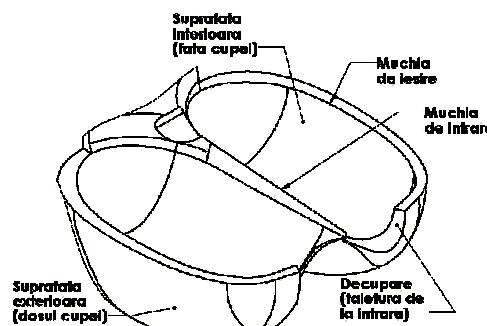


Fig. 3.17 Elementele cupei Pelton

Fig. 3.18 Dimensiuni principale ale cupei Pelton

Figura 3.19 prezintă dimensiunile caracteristice ale cupei Pelton de tip sovietic, după [58], la care cifrele mari corespund cupelor cu  $n_s$  mic și raport mare  $D_1/d_o$ , iar cifrele mici la  $n_s$  mare și raport mic  $D_1/d_o$ .

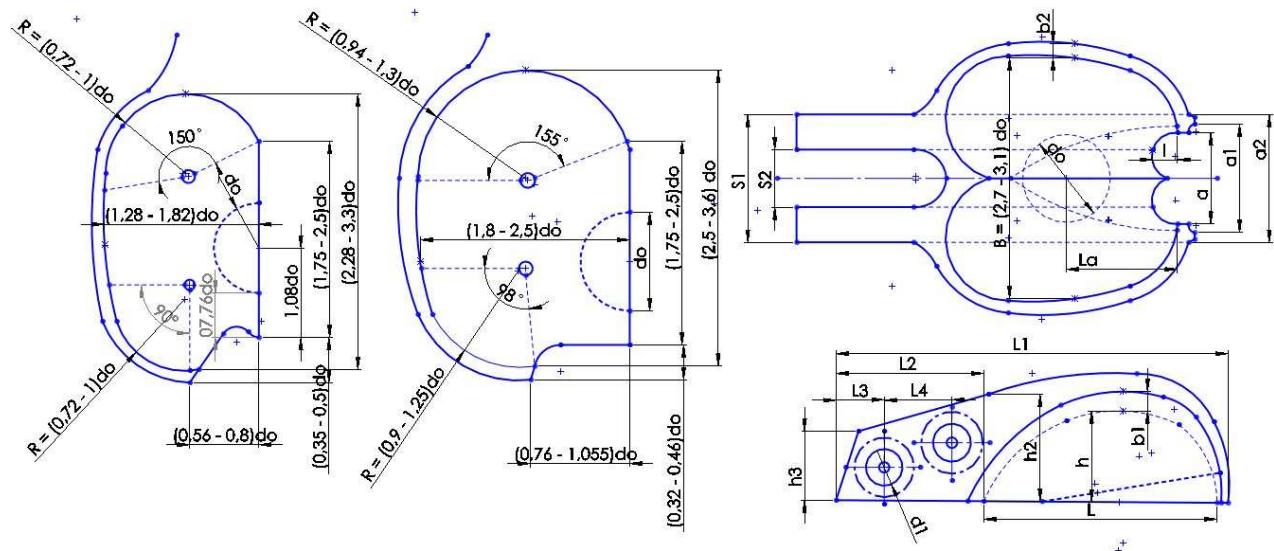


Fig. 3.19 Dimensiuni caracteristice ale cupei Pelton după [58]

Tabelul 3.5 prezintă corelarea rapoartelor dimensiunilor principale ale cupei Pelton din figura 3.18, pe baza datelor din literatura de specialitate [2], [21], [58], [20], [35]. Tabelul 3.6 prezintă rapoartele dimensiunilor principale ale cupei Pelton pentru 6 variante de rotoare, pe baza datelor din [21].

Tabel 3.5

*Mărimi caracteristice ale cupei Pelton*

<b>Mărime</b>	<b>D<sub>1</sub>/d<sub>o</sub></b>	<b>B/d<sub>o</sub></b>	<b>L/B</b>	<b>b/d<sub>o</sub></b>	<b>L/d<sub>o</sub></b>	<b>h/d<sub>o</sub></b>	<b>h/B</b>	<b>L<sub>1</sub>/d<sub>o</sub></b>
Anton [2]		2,8÷4	0,7÷0,9	b=1,2d <sub>o</sub> +5 mm			0,25÷0,3	
Edel [21]		2,8÷4	0,7÷0,9				0,25÷0,3	
Voith [2]	11,02	2,94		1,04	2,5	0,86		1,08
Escher Wyss [2]	11,78	3,14		1,26	2,48	0,88		1,44
LMZ [2]	11,02	3,36		1,16	2,85	1,06		1,36
D. Pavel [58]		2,7÷3,1	0,9					
Chiselev [20]		3,5			2,7			
Kjolle [35]		2,8÷3,4			2,3÷2,7			1,3÷1,6
Bärglăzan I [5]		2,5÷3,7		1,2	2,2÷2,5	1		
Bärglăzan II [5]		2,79		1,09	2,65	1,08		
Bärglăzan III [5]		3,5		1,15	2,7	1		
Bärglăzan IV [5]		3,7		1,2	2,5	1		
<b>Mărime</b>	<b>r/d<sub>o</sub></b>	<b>f/d<sub>o</sub></b>	<b>g/d<sub>o</sub></b>	<b>M/d<sub>o</sub></b>	<b>n/d<sub>o</sub></b>	<b>k/d<sub>o</sub></b>	<b>β<sub>1</sub></b>	<b>β<sub>2</sub></b>
Bärglăzan I [5]	0,75	0,85			1,66÷1,7	0,62÷0,4	12÷14	4÷7
Bärglăzan II [5]			0,116	0,163	1,604	0,361		
Bärglăzan III [5]	0,75				1,66			
Bärglăzan IV [5]					1,7	0,32		

Tabel 3.6

*Mărimi caracteristice ale cupei pentru 6 rotoare*

Varianța de rotor	D <sub>1</sub> /d <sub>o</sub>	B/d <sub>o</sub>	h/d <sub>o</sub>	b/d <sub>o</sub>	L <sub>1</sub> /d <sub>o</sub>	L <sub>2</sub> /d <sub>o</sub>	L/d <sub>o</sub>	2β <sub>1</sub>	2β <sub>2</sub>	Δ/d <sub>o</sub>
Voith	11,02	2,94	0,86	1,04	1,08	1,42	2,5	30°	13°	0,26
KMV	9,85	3,34	0,95	1,37	1,23	1,2	2,43	23°	11°	0,147
San-Giorgio	11,02	2,7	0,74	1,00	1,25	1,1	2,35	20°	11°	0,015
Dominon Engineering	11,02	3,84	1,06	1,53	1,46	1,76	3,22	23°	9°	0,194
Escher Wyss	11,78	3,14	0,88	1,26	1,44	1,04	2,48	1°	7°	0,206
LMZ	11,02	3,36	1,06	1,16	1,36	1,49	2,85	32°	11°	0,37

„2β<sub>1</sub>” - reprezintă unghiul muchiei de intrare, „2β<sub>2</sub>” - reprezintă unghiul format cu tangenta la muchia de ieșire, iar „h” - reprezintă adâncimea maximă a paletei pe suprafața interioară.

### 3.4 Forma și dimensiunile injectorului

Injectorul este organul de reglare al debitului. Funcția acestuia este de a transforma energia potențială în energie cinetică și de a dirija apa pe o direcție specificată sub forma unui jet compact.

Conform [2] jetul careiese din diuză se contractă, după care se lărgește în funcție de distanță. Dispersia jetului depinde de turbulență, care este influențată de cădere și de diametrul diuzei. În urma studiilor efectuate [21] a rezultat că jetul sub presiune compact cu dispersie mică se obține la o compresiune suficientă a jetului la ieșire din injector. Gradul de compresiune crește, cu cât este mai mare unghiul central de conicitate al ajutajului. Dar odată cu creșterea unghiului de

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

conicitate cresc gabaritele diametrale ale injectorului și se curbează liniile curentului, ceea ce generează pierderi hidraulice suplimentare. Se consideră optime următoarele unghiuri de conicitate ale ajutajului  $\gamma / \alpha$ :  $60^\circ/45^\circ$ ;  $90^\circ/60^\circ$ ;  $80^\circ/55^\circ$ . Figura 3.20 și figura 3.21 prezintă după [21] două variante de geometrii ale injectorului, cu grad mediu respectiv mic de compresiune.

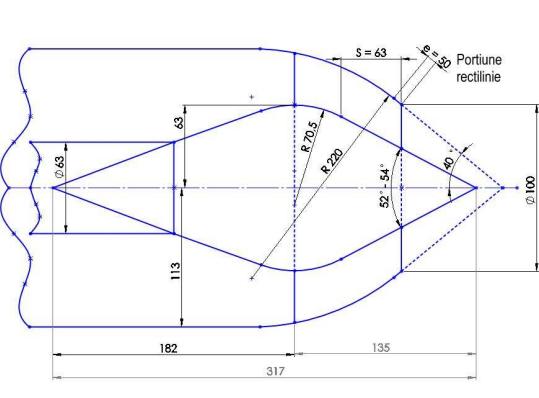


Fig. 3.20 Profil injector cu grad mediu de compresiune ( $\gamma = 80^\circ$ ,  $\alpha = 54^\circ$ ) după [21]

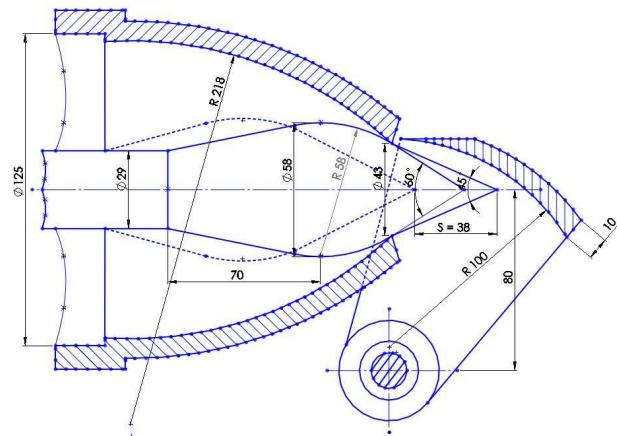


Fig. 3.21 Profil injector cu grad mic de compresiune ( $\gamma = 60^\circ$ ,  $\alpha = 45^\circ$ ) după [21]

Figura 3.22 și figura 3.23 prezintă după [58] două variante de geometrii de tip sovietic ale injectorului. Distanța recomandată de [58] între capătul diuzei și axa rotorului trebuie să se încadreze în domeniul  $(5,9 \div 7,3) \times d_o$ , unde  $d_o$  este diametrul jetului.

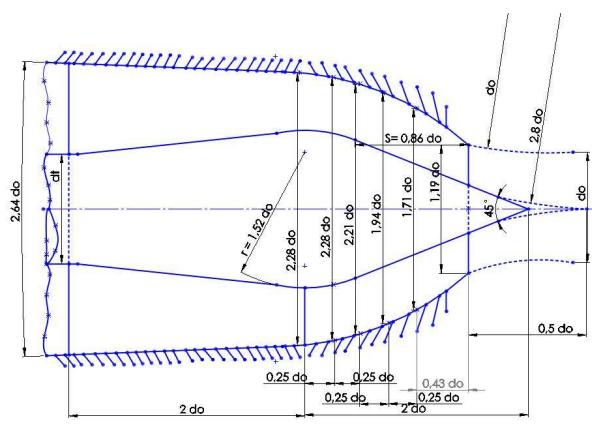


Fig. 3.22 Profil injector după [58]- varianta 1

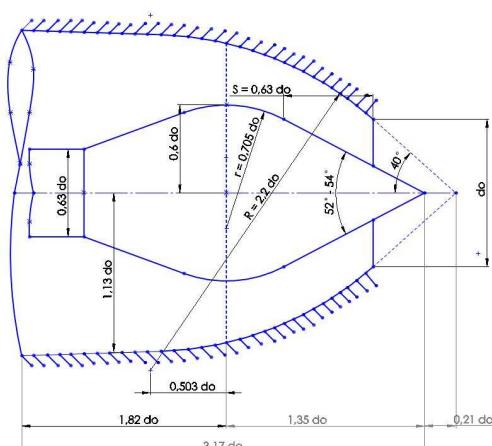


Fig. 3.23 Profil injector după [58] - varianta 2

Figura 3.24 prezintă după [2] o variantă de geometrie a injectorului. Figura 3.25 prezintă după [21] o variantă de geometrie a injectorului și caracteristica de forță axială  $F_{ax} = f(S)$ .

Pentru a evita dispersia jetului, Anton [2] recomandă viteze mici în conducta de aducție, prin admiterea unor diametrii de  $(4 \div 5) \times d_o$ , precum și utilizarea de aripioare profilate pentru uniformizarea curentului și evitarea rotației acestuia în jet.

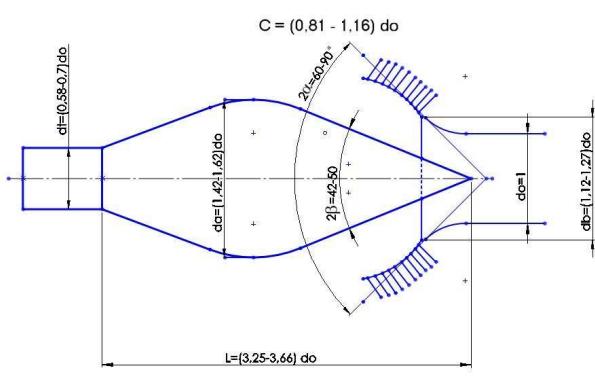


Fig. 3.24 Profil injector după [2]- varianta 3

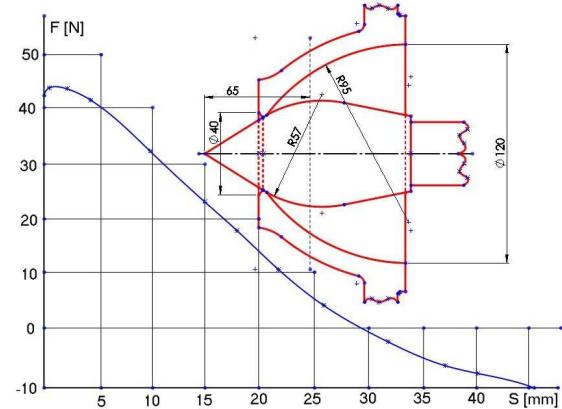


Fig. 3.25 Caracteristica de forță după [21]

### 3.5 Caracteristicile de debit și de forță ale injectorului

Dependența debitului  $Q$  [l/s] funcție de deschiderea  $S$  [mm] se numește caracteristica de debit a injectorului [21], figura 3.26.

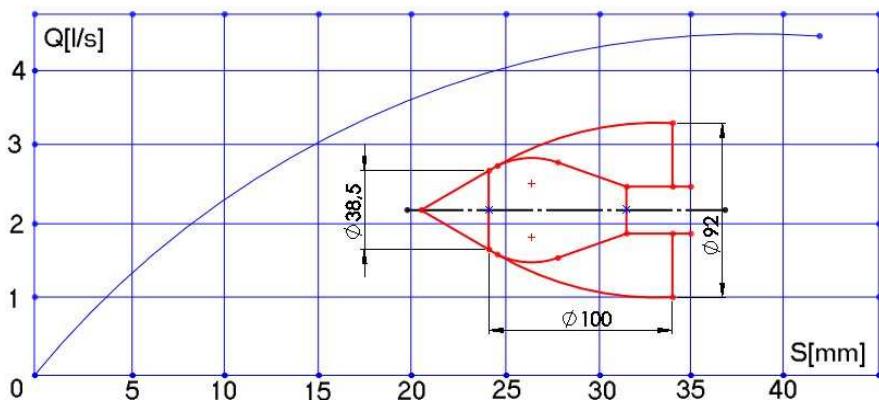


Fig. 3.26 Caracteristica de debit a injectorului după [21]

Forțele pe acul injector sunt create de presiunea hidrodinamică. Dependența forței axiale funcție de deschiderea injectorului se numește caracteristica de forță a AD. Ea are variația din figura 3.25, de unde rezultă faptul că forță axială maximă se produce în apropierea închiderii complete a injectorului și este orientată spre închidere. La închidere completă, când nu există curgere, forța axială este creată de presiunea hidrostatică și se poate calcula prin relația 3.40, unde „ $d$ ” este diametrul maxim al injectorului, iar „ $d_t$ ” este diametrul tijei.

$$F_{\text{inchidere}} = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_t^2) \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (3.40)$$

Pe măsura deschiderii injectorului, forța axială crește mai întâi atingând maximum, apoi scade și, la o anumită mărime a deschiderii, își schimbă semnul. Un asemenea caracter al curbei forței axiale este caracteristic tuturor profilelor moderne ale injectoarelor [21].

Forța axială asupra acului injector rezultă din suma a două forțe axiale:

- forța axială  $F_{ax}$  tijă care are tendința de închidere a acului și care acționează dinspre tijă spre diametrul maxim al acului injector;
- forța axială  $F_{ax}$  diuză care are tendința de deschidere a acului și care acționează dinspre ieșirea diuzei spre diametrul maxim al acului injector.

Forța axială totală  $F_{ax}$  care acționează asupra acului rezultă din [relația 3.41](#), direcția acesteia (închidere/ deschidere) depinzând de valorile concrete ale celor două forțe care se însumează.

$$F_{ax} = F_{ax \text{ tijă}} + F_{ax \text{ diuză}} \quad (3.41)$$

### 3.6 Concluzii

În acest capitol se face o trecere în revistă a mărimilor caracteristice ale turbinelor Pelton. În [& 3.1](#), după enumerarea principalilor parametrii ai turbinelor Pelton, se prezintă corelațiile dintre aceștia, sub forma [relațiilor 3.1 ÷ 3.12](#). Pe baza [tabelului 3.1](#), care prezintă numeric valorile acestora în domeniul de existență specific turbinelor Pelton, se trasează grafic, [figurile 3.1 ÷ 3.7](#) aceste corelații și se determină expresiile matematice sub formă exponențială sau polinomială de gradul 2, [relațiile 3.13 ÷ 3.33](#), calculate statistic, funcție de cădere, pentru valorile minime, medii respectiv maxime ale parametrilor. Cu aceste corelații s-au calculat tabelar parametrii principali ai turbinelor Pelton pentru căderile  $H=400, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600$  m, tabel care poate fi utilizat pentru alegerea rapidă și orientativă a parametrilor turbinei Pelton pentru date de proiectare specifice. Dependențele determinate statistic: debitul unitar optim  $Q_{11 \text{ opt}}$  funcție de raportul  $d_o/D_1$   $Q_{11 \text{ opt}}=f(d_o/D_1)$  respectiv turația specifică optimă  $n_s \text{ opt}$  funcție de raportul  $d_o/D_1$   $n_s \text{ opt}=f(d_o/D_1)$ , sunt comparate cu date din literatură, rezultând o foarte bună concordanță. După definirea noțiunilor de turbină tip respectiv turație specifică, [paragraful 3.1](#) se încheie cu clasificarea / delimitarea turbinelor după turația specifică  $n_s$ .

În [& 3.2](#) se prezintă grafic domeniul de funcționare al turbinelor după mai multe surse din literatura de specialitate.

În [& 3.3](#) se prezintă forma și dimensiunile principale ale cupei Pelton. După exemplificarea grafică a elementele geometrice respectiv a dimensiunilor principale ale unei cupe Pelton, se centralizează tabelar corelarea rapoartelor dimensiunilor principale ale cupei Pelton, pe baza datelor preluate de la mai mulți autori.

În [& 3.4](#) se prezintă forma și dimensiunile injectorului și se exemplifică dimensional mai multe variante de injectoare.

[Paragraful 3.5](#) încheie acest capitol cu definirea caracteristicilor de debit și de forță ale injectorului.

## Cap. 4 PROIECTAREA CONSTRUCTIVĂ A MICROTURBINEI PELTON ȘI A UNOR VARIANTE DE ROTOARE, DIUZE ȘI ACE INJECTOARE

### 4.1 Aplicația “PeltonDesign” pentru proiectarea de rotoare Pelton

Aplicația de proiectare a rotoarelor Pelton își propune rezolvarea următoarelor obiective:

- calcularea parametrilor optimali pentru o serie de rotoare Pelton;
- determinarea mărimilor caracteristice ale cupei;
- generarea secțiunilor transversale prin cupa Pelton;
- generarea secțiunilor longitudinale prin cupa Pelton.

Aceste obiective au fost implementate într-o aplicație specifică „PeltonDesign”, elaborată în limbajul de programare Python [65], care va oferi următoarele rezultate: calculul parametrilor rotorului, calculul geometriei cupei, a secțiunilor transversale și longitudinale, exportul tuturor mărimilor calculate către Microsoft Excel și crearea fișierelor de date pentru generarea geometriei cupei și a rotorului în SolidWorks.

Din considerante de încadrare a modelului de rotor în standul de măsură, diametrul modelului a fost impus la  $D=400$  mm. În baza solicitărilor de piață, s-a identificat următorul domeniu de interes pentru turații specifice/injector: 19,2....26,4 rpm. Adoptând diametrul modelului  $D=400$  mm, domeniul de interes pentru turații specifice/injector: 19,2....26,4 rpm și coeficienții 240 și 2.47 pentru relațiile (3.11), (3.12) respectiv (3.3), rezultă valorile optimale pentru o serie de 4 rotoare din tabelul 4.1, unde numărul de cupe al rotorului „Z” s-a impus pe baza experienței de proiectare corelat cu literatura de specialitate [21], [31], [32].

*Tabel 4.1*

*Valori optimale pentru o serie de 4 rotoare Pelton*

$n_{s\ opt}$	$d/D$	D	d	$d_o$	$D/d_o$	$Q_{11\ opt}$	$Q_{11\ opt}$	Z
rpm	-	mm	mm	mm	-	$m^3/s$	l/s	-
19.2	0,08	400	32	29,1	13,75	0,0158	15,8	23
21.6	0,09	400	36	32,7	12,22	0,0200	20,0	21
24	0,1	400	40	36,4	11,00	0,0247	24,7	19
26.4	0,11	400	44	40,0	10,00	0,0299	29,9	17

Din experiența de proiectare și încercarea în stand a unui număr de modele de turbine Pelton, precum și pe baza datelor din literatura de specialitate s-a ajuns la corelarea rapoartelor dimensiunilor principale ale cupei din figurile 4.1, 4.2 conform valorilor prezentate în & 3.3.

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

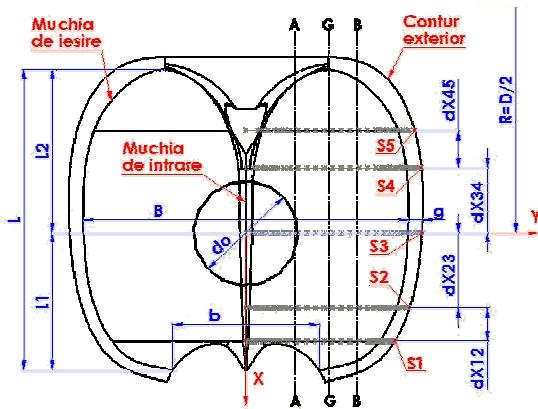


Fig. 4.1 Mărimi caracteristice ale cupei

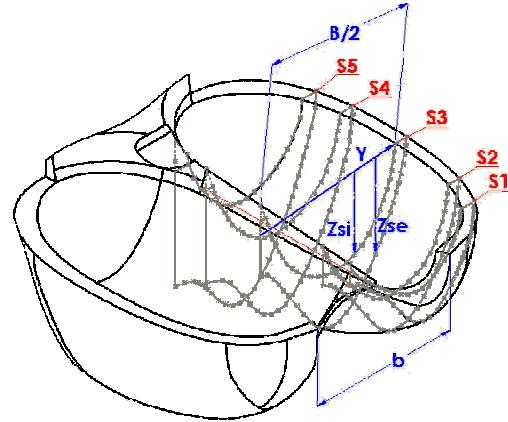


Fig. 4.2 Vedere 3D a cupei Pelton

Din analiza geometriei unor modele performante de rotoare Pelton, s-au obținut:

- forma muchiei de ieșire și a conturului exterior, **figura 4.3**, adimensionalizate în raport cu raza caracteristică a rotorului  $R=D/2$ ; pe abscisă sunt reprezentate distanțele adimensionalizate  $dX$  între secțiuni, unde valoarea 0 corespunde razei caracteristice a rotorului  $R$ , valorile pozitive corespund zonei  $L_1$ , iar cele negative zonei  $L_2$ ; pe ordonată sunt reprezentate semidistanțele adimensionalizate ale muchiei de ieșire „ $Y=B/2$ ” respectiv ale conturului exterior „ $Y=B/2+g$ ”;
- profilarea adimensionalizată  $Z_{si}=f(X)$  și  $Z_{se}=f(X)$  a suprafeței interioare/exterioare a cupei Pelton, **figura 4.4**, pentru secțiunile A, G, B din **figura 4.2**;
- profilarea  $Z_{se}=f(Y)$ , **figura 4.5**, a suprafeței exterioare a cupei Pelton, pentru cele cinci secțiuni  $S_1 \div S_5$  din **figura 4.2**, ambele coordonate fiind adimensionalizate în raport cu mărimea „ $B_{max}+g$ ” corespunzătoare secțiunii;
- profilarea  $Z_{si}=f(Y)$ , **figura 4.6**, a suprafeței interioare a cupei Pelton, pentru cele cinci secțiuni  $S_1 \div S_5$  din **figura 4.2**, ambele coordonate fiind adimensionalizate în raport cu mărimea „ $B_{max}$ ” corespunzătoare secțiunii.

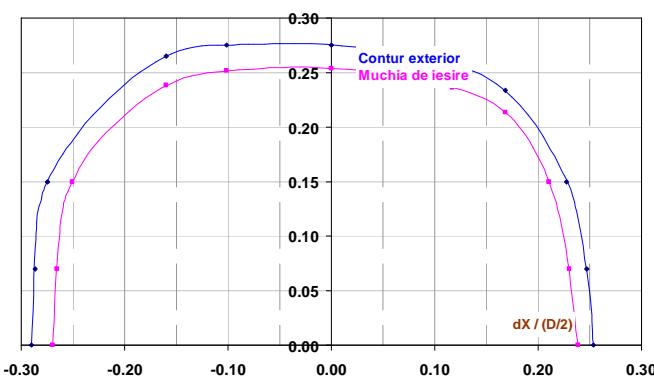


Fig. 4.3 Muchia de ieșire și conturul exterior al cupei

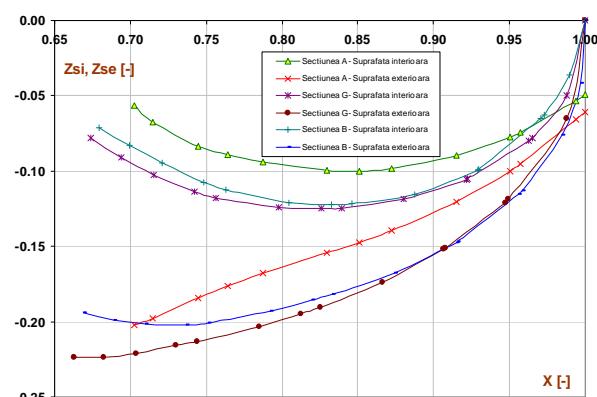
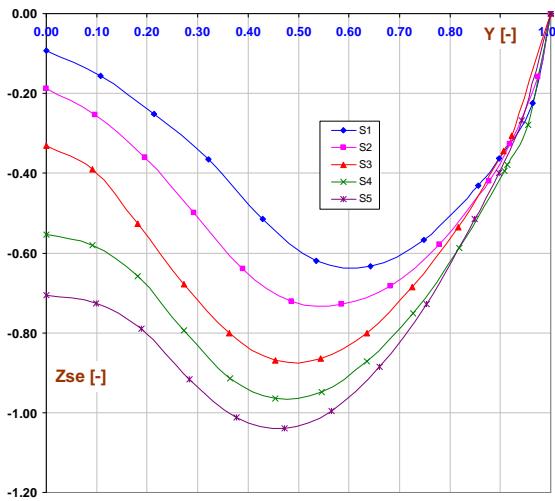
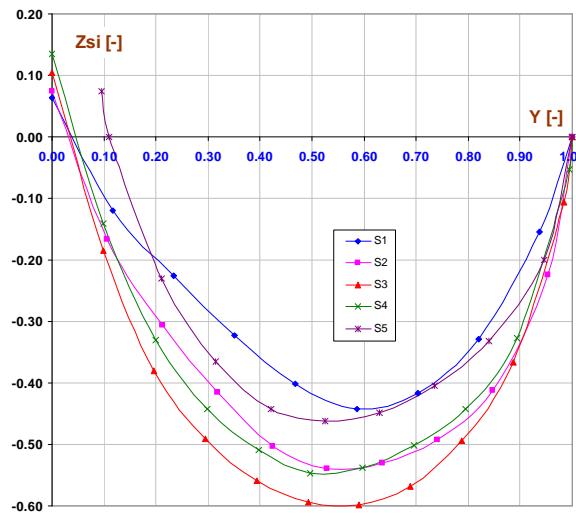


Fig. 4.4 Profilarea  $Z_{si}=f(X)$  și  $Z_{se}=f(X)$  a suprafeței interioare/exterioare a cupei Pelton pentru secțiunile A, G, B



*Fig. 4.5 Profilarea  $Zse=f(Y)$  a suprafeței exterioare a cupei Pelton*



*Fig. 4.6 Profilarea  $Zsi=f(Y)$  a suprafeței interioare a cupei Pelton*

Fereastra principală a aplicației „PeltonDesign” este prezentată în figura 4.7. Datele de intrare ale aplicației sunt:

- Căderea de calcul  $H$  [m];
- Debitul de calcul  $Q$  [ $m^3/s$ ];
- Turația unitară  $n_{11}$  [rpm];
- Densitatea fluid  $\rho$  [ $kg/m^3$ ];
- Accelerația gravitațională  $g$  [ $m/s^2$ ];
- Turația rotor  $n$  [rpm].

Datele calculate ale aplicației sunt:

- Diametrul diuză  $d$  [m];
- Diametrul rotor  $D$  [m];
- Raportul  $d/D$  [-];
- Debitul unitar  $Q_{11}$  [ $m^3/s$ ];
- Turația specifică/injector  $n_s$  [rpm];
- Puterea absorbită  $P_{abs}$  [W];
- Numărul de cupe rotor  $Z$  [buc];
- Numărul de injectoare [buc];

Mărimea „Pas de intersecție [mm]”, reprezintă distanța pe direcția  $Y$  la care se vor calcula prin interpolare coordonatele  $Zse=f(Y)$ , respectiv  $Zsi=f(Y)$ . Calculul se va declanșa pe butonul „Calcul”. Butoanele declanșează exportul rezultatelor în Microsoft Excel sau fișier PDF.

Butonul activează afișarea ferestrei „Rotire 3D”, figura 4.8, care permite vizualizarea secțiunilor transversale și longitudinale ale cupei calculate. Icoanele permit vizualizarea acestora din vederile standard Top, Front, Back respectiv Izometric.

Aplicația oferă de asemenea ca rezultate, sub formă grafică și numerică, coordonatele secțiunilor  $S1 \div S5$ , a muchiei de intrare și a secțiunilor A, B, G evidențiate în figurile 4.1 și 4.2. Acestea sunt exemplificate în figurile 4.9  $\div$  4.16 și se pot genera prin intermediul ultimului control de tip listă din figura 4.8.

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

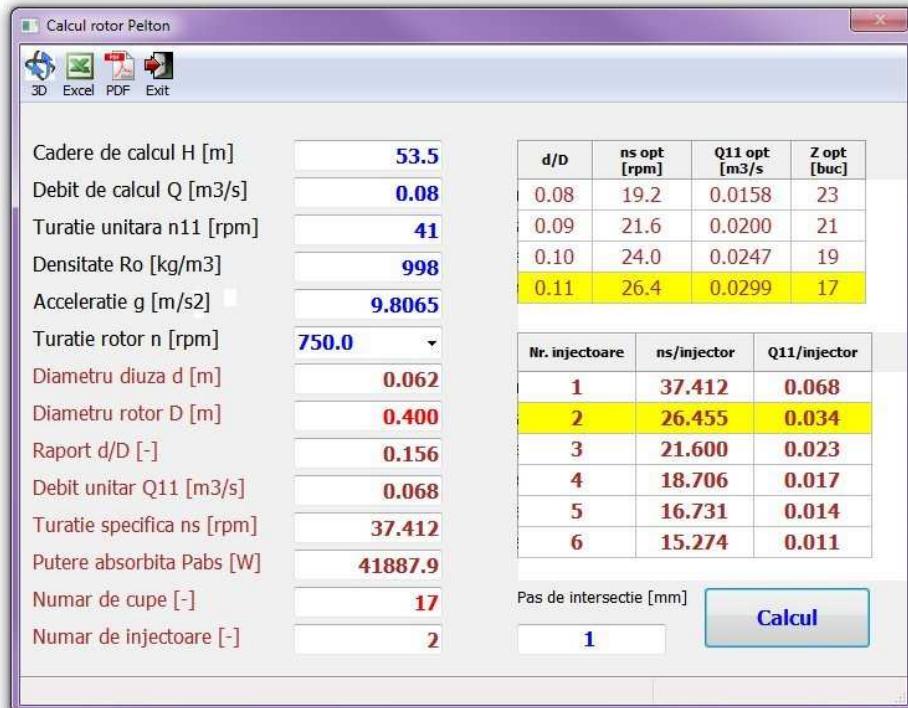


Fig. 4.7 Fereastra principală a aplicației „PeltonDesign”

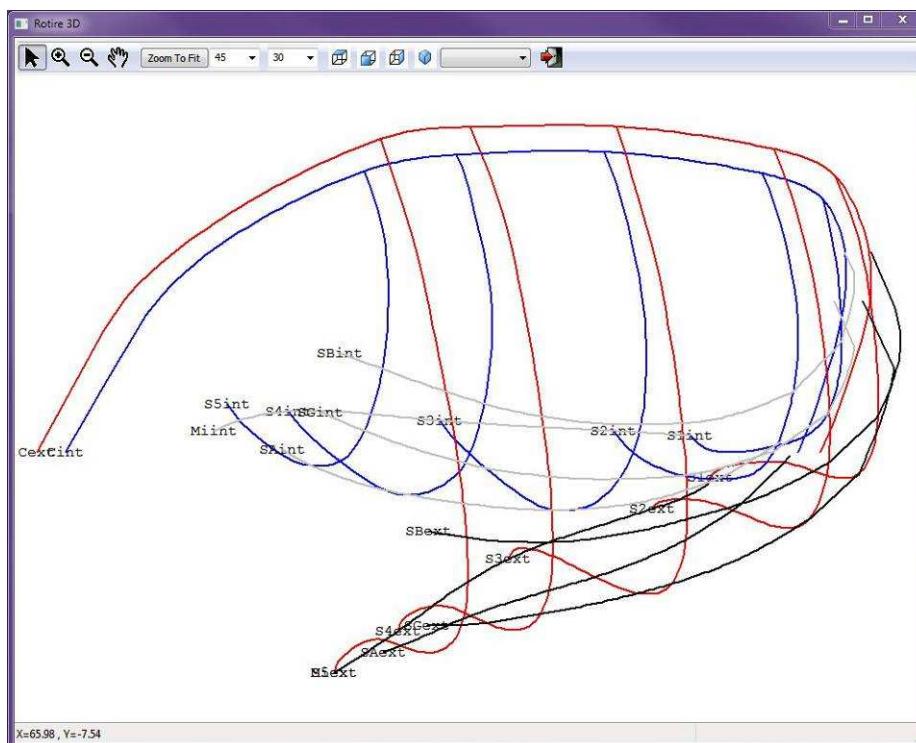


Fig. 4.8 Fereastra „Rotire 3D” a aplicației „PeltonDesign”

Icoanele  din fereastra „Rotire 3D” permit modificarea modului de vizualizare a cupei prin mărire, micșorare, operație de tip Pan sau încadrare în fereastra (Zoom to Fit). Cele două controale de tip listă imediat alăturate permit rotația secțiunilor cupei în jurul axei X respectiv Y.

Butoanele  din cele două ferestre ale aplicației declanșează ieșirea din fereastră.

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

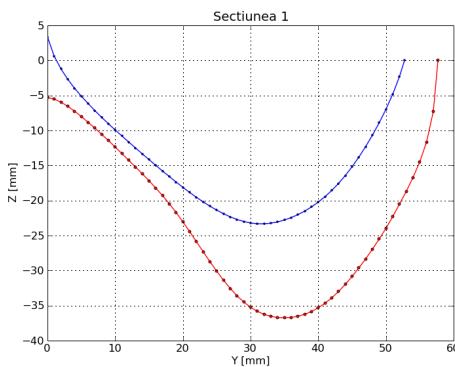


Fig. 4.9 Secțiune transversală S1 prin cupă

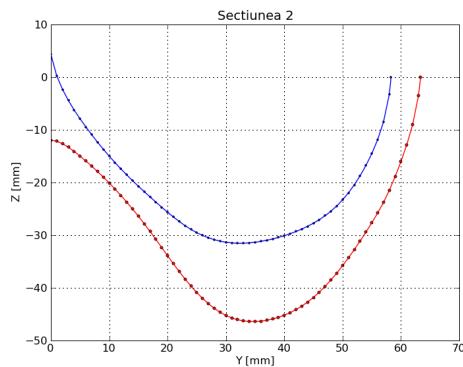


Fig. 4.10 Secțiune transversală S2 prin cupă

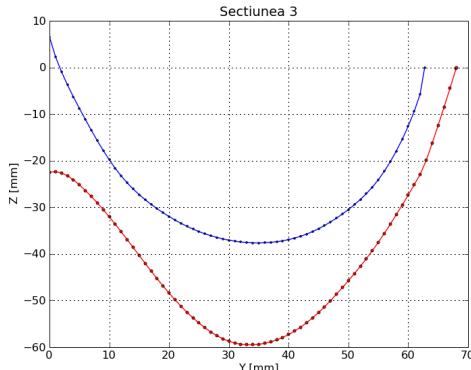


Fig. 4.11 Secțiune transversală S3 prin cupă

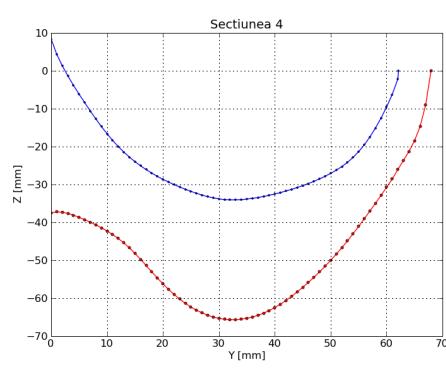


Fig. 4.12 Secțiune transversală S4 prin cupă

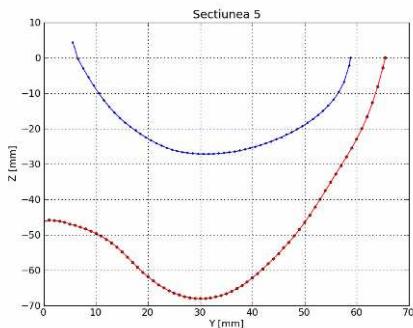


Fig. 4.13 Secțiune transversală S5 prin cupă

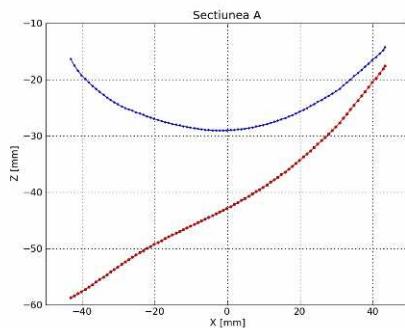


Fig. 4.14 Secțiune longitudinală A prin cupă

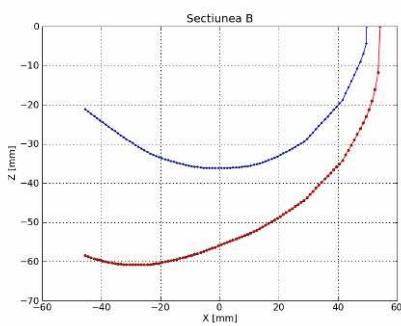


Fig. 4.15 Secțiune longitudinală B prin cupă

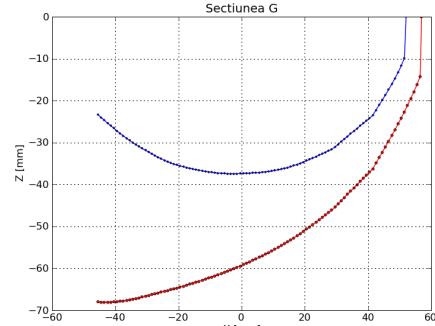


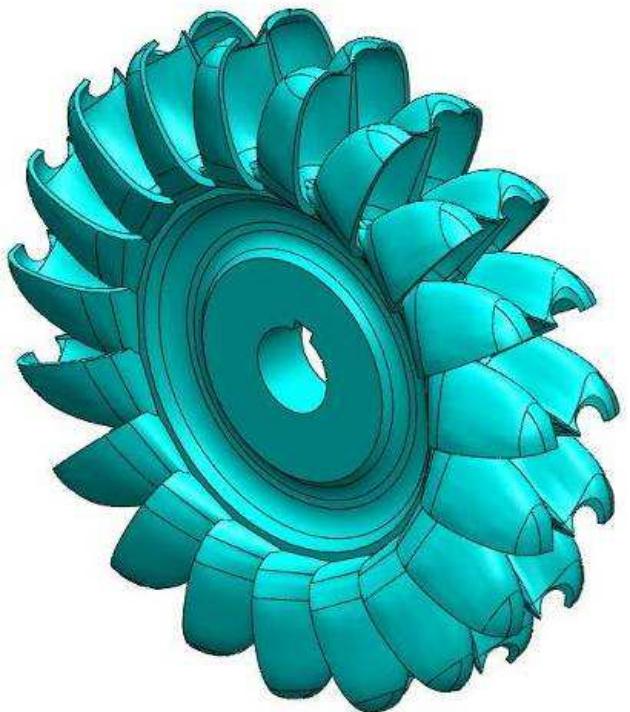
Fig. 4.16 Secțiune longitudinală G prin cupă

#### 4.2 Proiectarea a două variante de rotoare Pelton

Aplicația „PeltonDesign” a fost utilizată la proiectarea a două variante de rotoare Pelton cu diametrul caracteristic  $D=400$  mm, rotorul V1 cu 21 de cupe respectiv rotorul V2 cu 19 cupe. Geometria cupei rotorului V2 a fost scalată cu factorul 21/19 pe direcțiile X, Y și Z, menținând același diametru caracteristic. Geometria 3D a acestor rotoare este prezentată în [figurile 4.17, 4.18](#).



*Fig. 4.17 Geometria 3D a rotorului V1 cu 21 cupe*



*Fig. 4.18 Geometria 3D a rotorului V1 cu 19 cupe*

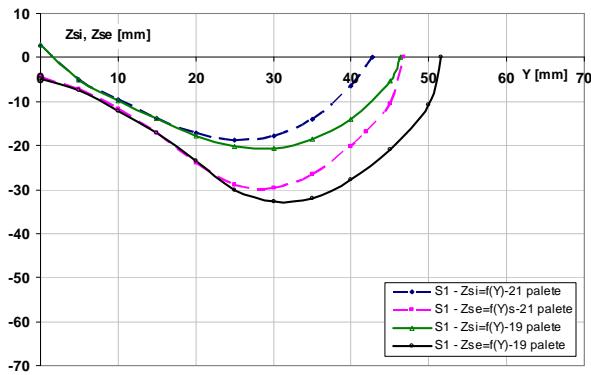
Profilarea  $Z_{si}=f(Y)$  a suprafeței interioare respectiv  $Z_{se}=f(Y)$  exterioare a cupei Pelton este prezentată comparativ pentru cele două rotoare în [figurile 4.19 ÷ 4.23](#), pentru secțiunile S1÷S5.

[Figura 4.24](#) prezintă geometria 3D a uneia dintre cupele Pelton.

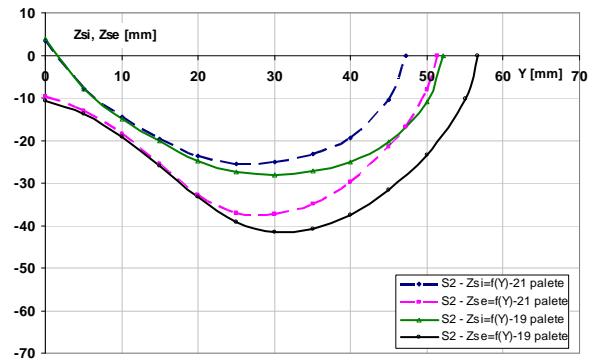
Datele au fost exportate din programul „PeltonDesign” în SolidWorks, pentru generarea geometriei 3D. Rotoarele au fost executate prin prototipare rapidă, pe imprimanta Objet 30 Desktop din dotarea Centrului pentru Simulații Numerice și Prototipare a Universității „Eftimie Murgu” Reșița. Pentru aceasta, din SolidWorks geometria 3D a celor 2 rotoare a fost exportată în format STL și importată în Objet Studio software, aplicația care gestionează întregul proces de imprimare 3D. Pentru încadrarea rotoarelor pe tava de imprimare, geometria acestora a fost scalată cu factorul 0,37, corespunzător unui diametru caracteristic de 148 mm.

[Figura 4.25](#) exemplifică desenul de execuție a uneia dintre rotoarele Pelton.

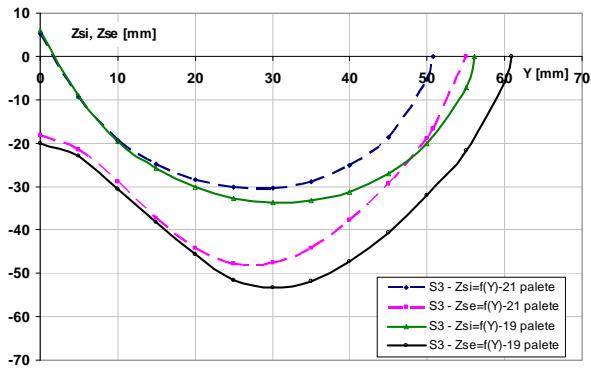
## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici



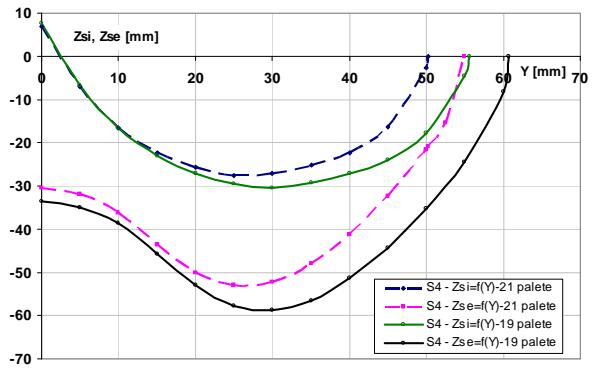
*Fig. 4.19 Profilarea  $Zsi=f(Y)$  și  $Zsi=f(Y)$  a cupei Pelton pentru secțiunea S1 a rotoarelor V1 și V2*



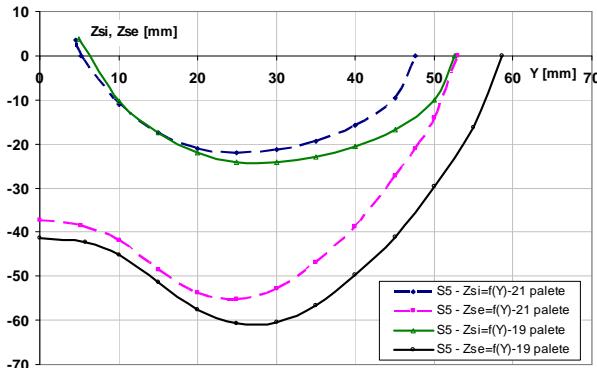
*Fig. 4.20 Profilarea  $Zsi=f(Y)$  și  $Zsi=f(Y)$  a cupei Pelton pentru secțiunea S2 a rotoarelor V1 și V2*



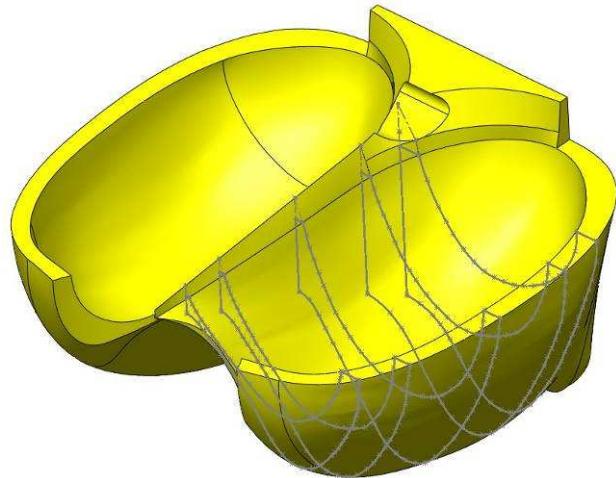
*Fig. 4.21 Profilarea  $Zsi=f(Y)$  și  $Zsi=f(Y)$  a cupei Pelton pentru secțiunea S3 a rotoarelor V1 și V2*



*Fig. 4.22 Profilarea  $Zsi=f(Y)$  și  $Zsi=f(Y)$  a cupei Pelton pentru secțiunea S4 a rotoarelor V1 și V2*

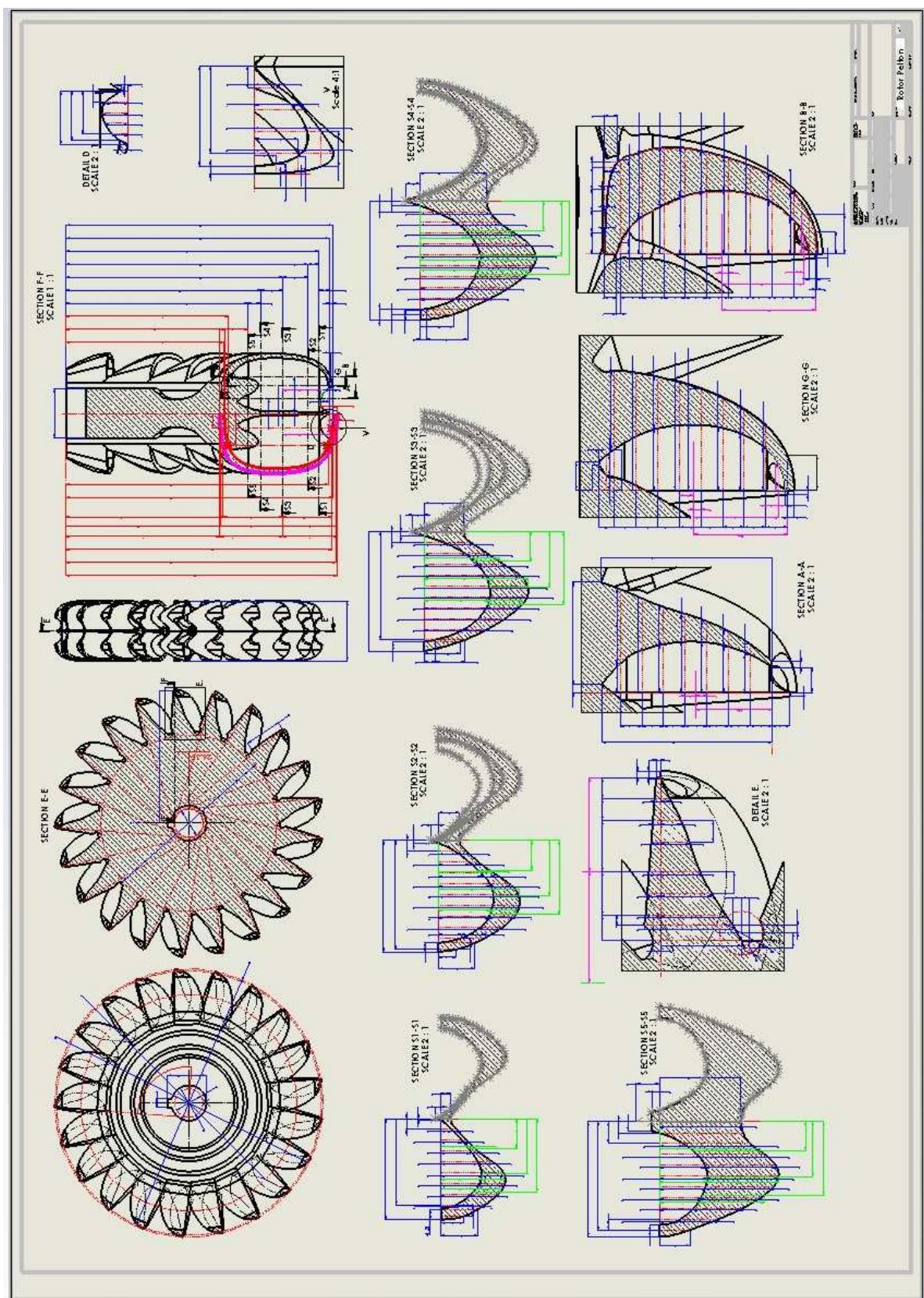


*Fig. 4.23 Profilarea  $Zsi=f(Y)$  și  $Zsi=f(Y)$  a cupei Pelton pentru secțiunea S5 a rotoarelor V1 și V2*



*Fig. 4.24 Geometria 3D a cupei Pelton*

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*



*Fig. 4.25 Desen de execuție rotor Pelton*

#### **4.3 Proiectarea variantelor de injector $\Phi 13,3$ , $\Phi 14,8$ , $\Phi 16,3$ mm**

Injectoarele sunt compuse din diuză și ac injector. S-au executat prin prototipare rapidă trei diuze, **figurile 4.26 ÷ 4.31** și trei ace injectoare, **figurile 4.32 ÷ 4.37** cu diametrul de ieșire de  $\Phi 13,3$  mm,  $\Phi 14,8$  mm și  $\Phi 16,3$  mm. Diuzele se fixează de carcasa inferioară cu 4 șuruburi M6.

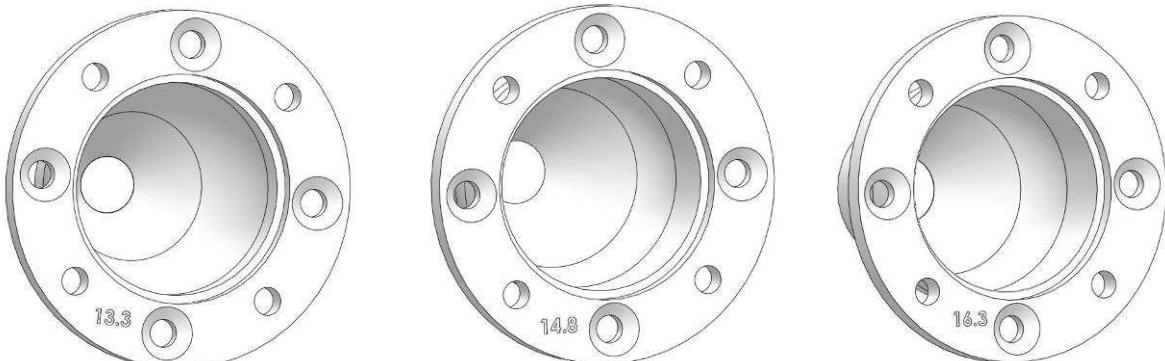
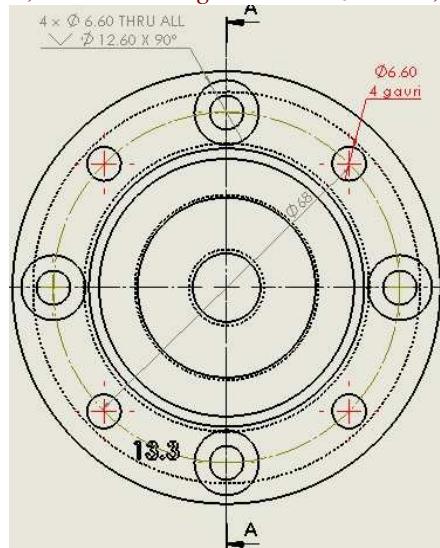
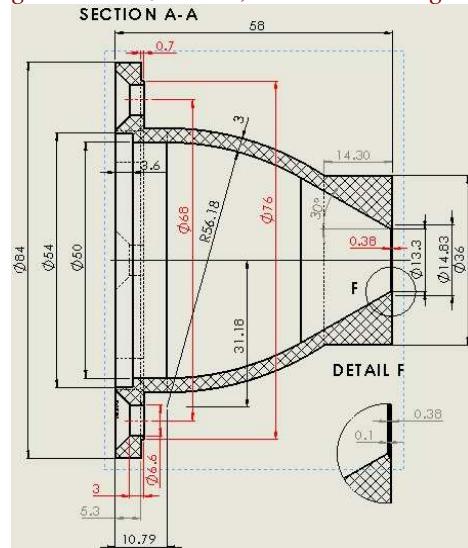


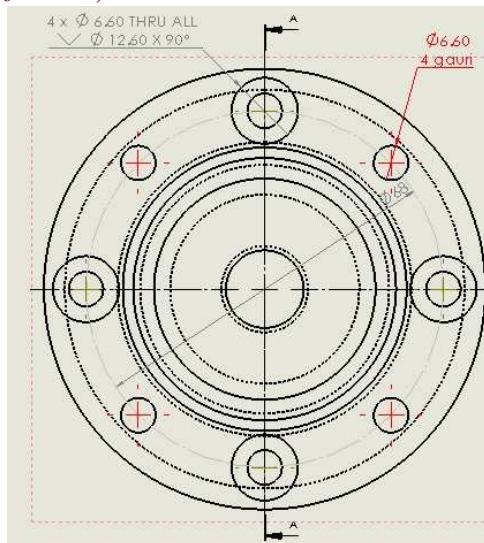
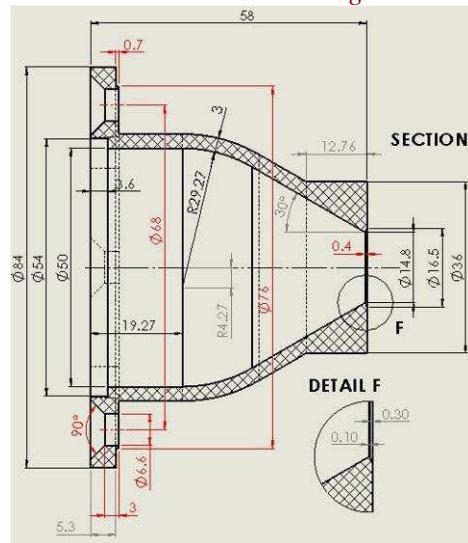
Fig. 4.26 Diuza  $d=13,3$  mm

Fig. 4.27 Diuza  $d=14,8\text{ mm}$

Fig. 4.28 Diuza  $d=16,3$  mm



*Fig. 4.29 Dimensiuni diuză  $d=13,3$  mm*



*Fig. 4.30 Dimensiuni diuză d=14,8 mm*

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

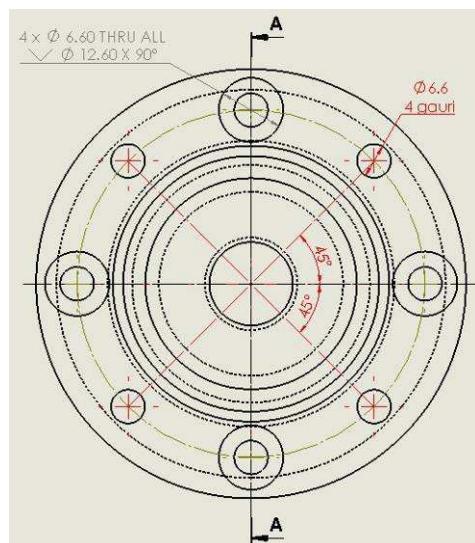
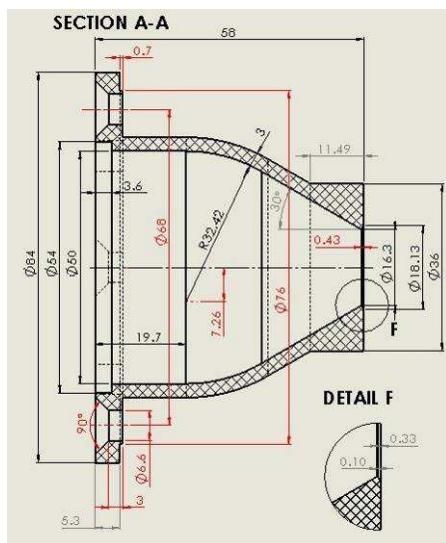


Fig. 4.31 Dimensiuni diuză  $d=16,3$  mm

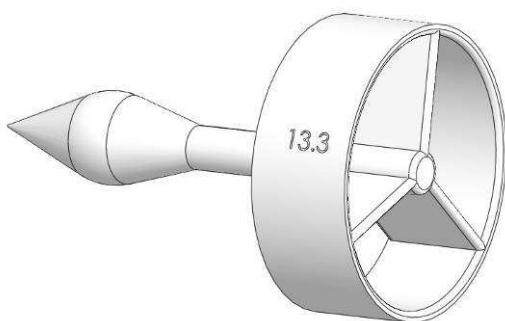


Fig. 4.32 Ac injector  $d=13,3$  mm

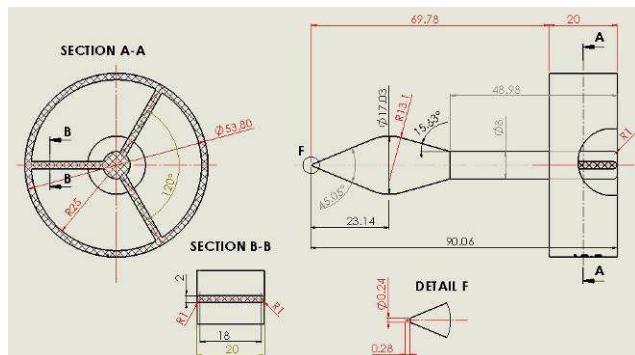


Fig. 4.33 Dimensiuni ac injector  $d=13,3$  mm

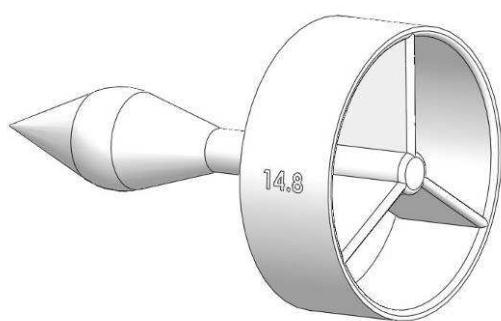


Fig. 4.34 Ac injector  $d=14,8$  mm

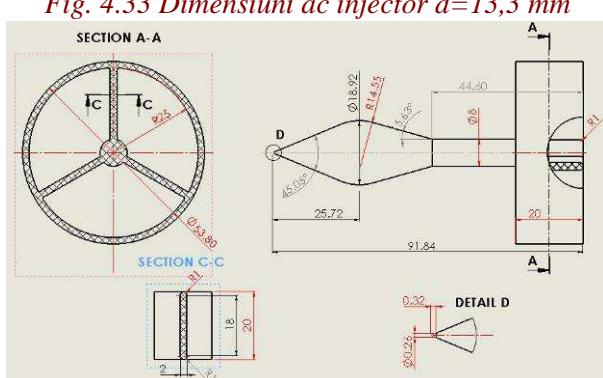


Fig. 4.35 Dimensiuni ac injector  $d=14,8$  mm

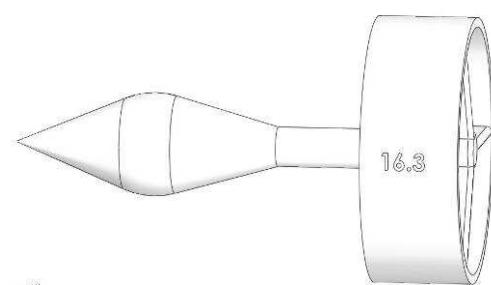


Fig. 4.36 Ac injector  $d=16,3$  mm

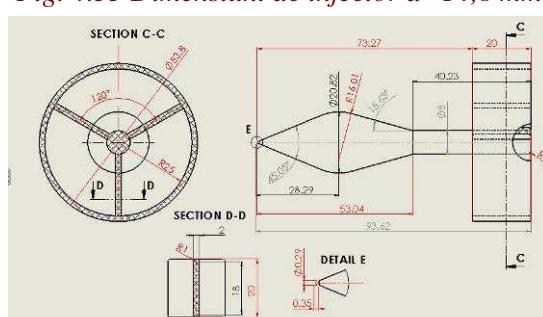


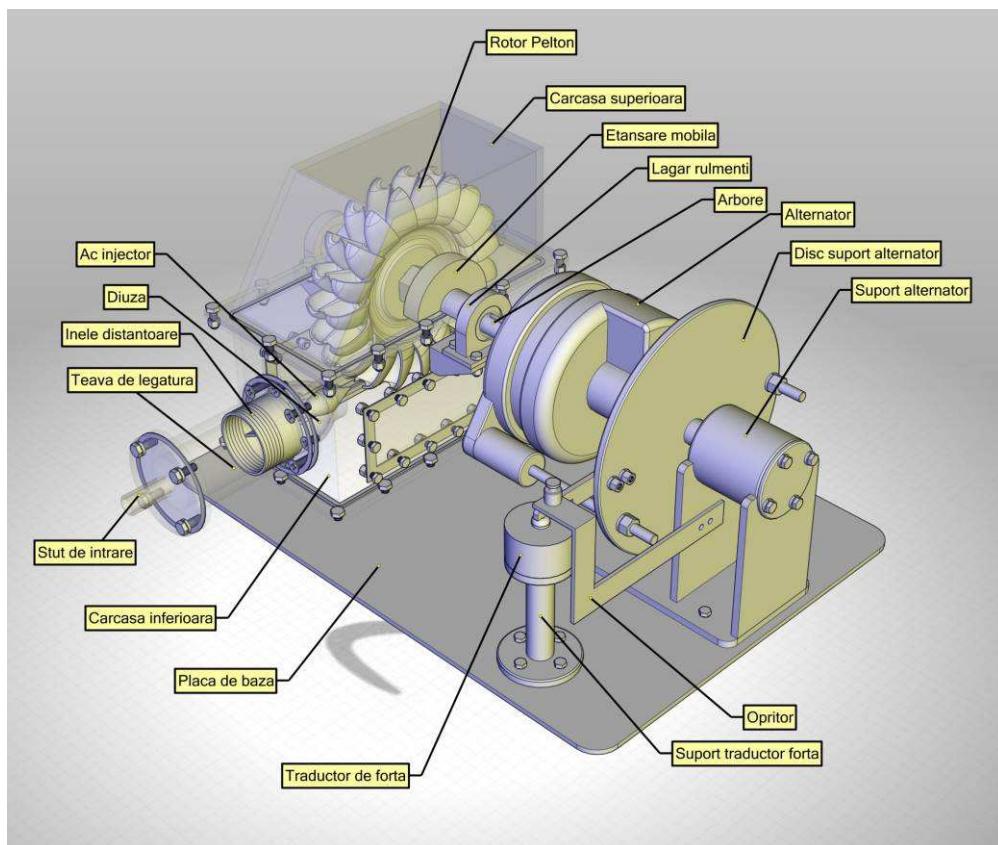
Fig. 4.37 Dimensiuni ac injector  $d=16,3$  mm

#### **4.4 Descrierea constructiv funcțională a componentelor microturbinei**

În figura 4.38 este prezentat ansamblul microturbinei Pelton, iar în figura 4.39 este prezentat ansamblu explodat al microturbinei. Componentele principale ale microturbinei sunt:

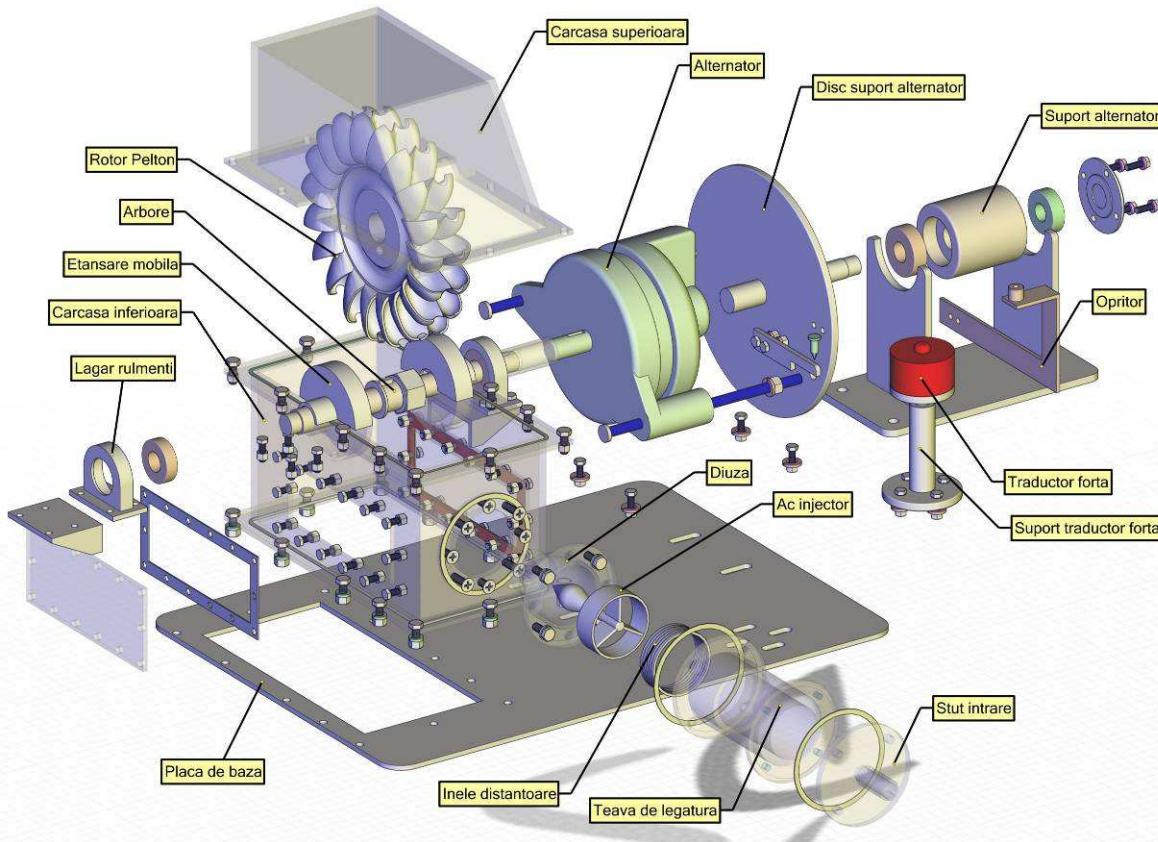
- Placă de bază
- Carcasă superioară
- Carcasă inferioară
- Țeavă de legătură
- Ștuț intrare
- Diuză ( $d=13,3, 14,8, 16,3$  mm)
- Ac injector ( $d=13,3, 14,8, 16,3$  mm)
- Distanțor  $g=3$  mm
- Arbore turbină
- Lagăr rulmenți
- Etanșare mobilă
- Rotor Pelton

Pe placa de bază , este plasată microturbina propriu-zisă și alternatorul cuplat la arborele turbinei; componente (disc suport alternator, suport alternator, opritor, suport traductor forță, traductor forță) constituie sistemul de măsură a momentului, calculat ca produs dintre forță măsurată de traductorul de forță și brațul acesteia. Restul mărimilor caracteristice microturbinei (debit, cădere, turație) se vor măsura cu instrumente specifice. Întreg ansamblul (microturbină, alternator, sistem de măsură al momentului) se constituie într-un stand dedicat măsurării parametrilor caracteristici ai microturbinei Pelton.



*Fig. 4.38 Identificare componente în ansamblul microturbinei Pelton*

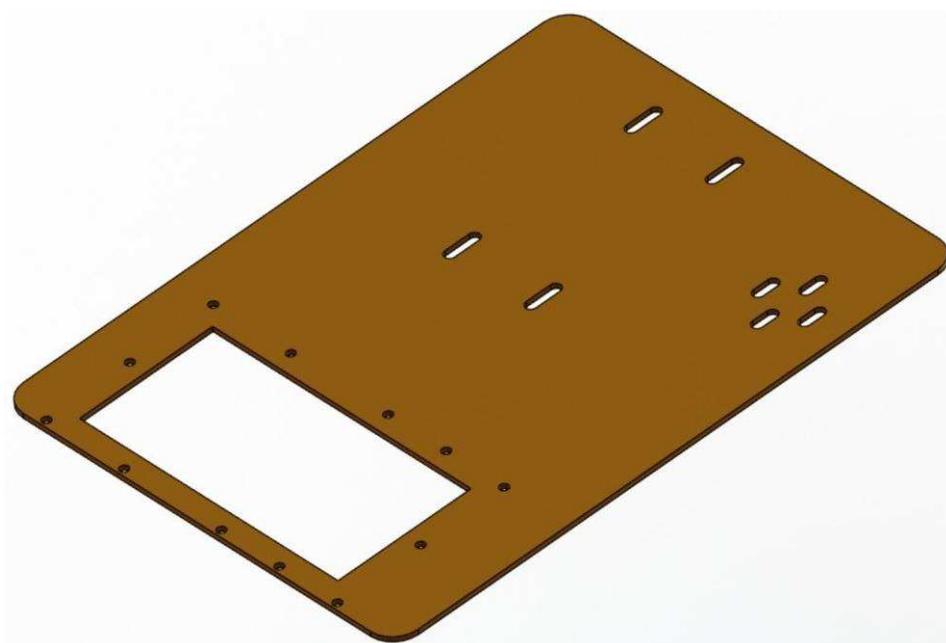
## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici



*Fig. 4.39 Ansamblul explodat al microturbinelor Pelton*

### **Placă de bază**

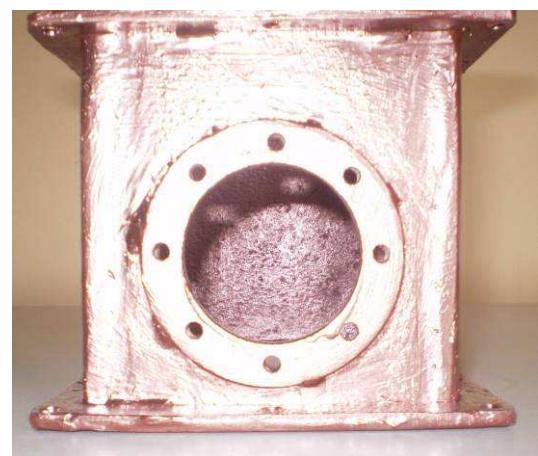
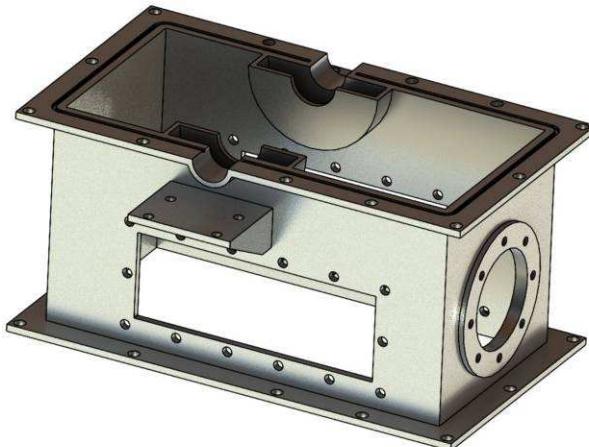
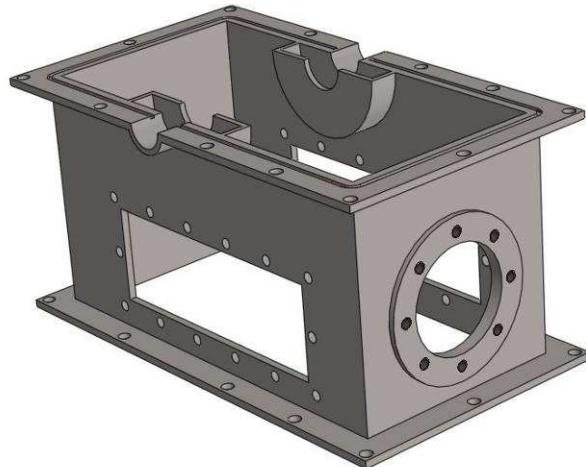
Placa de bază, figura 4.40, susține următoarele componente: ansamblul microturbină, alternatorul, sistemul de măsură a momentului, are dimensiunile 470 x 340 x 4 mm și se execută din textolit.



*Fig. 4.40 Placă de bază*

### ***Carcasa inferioară***

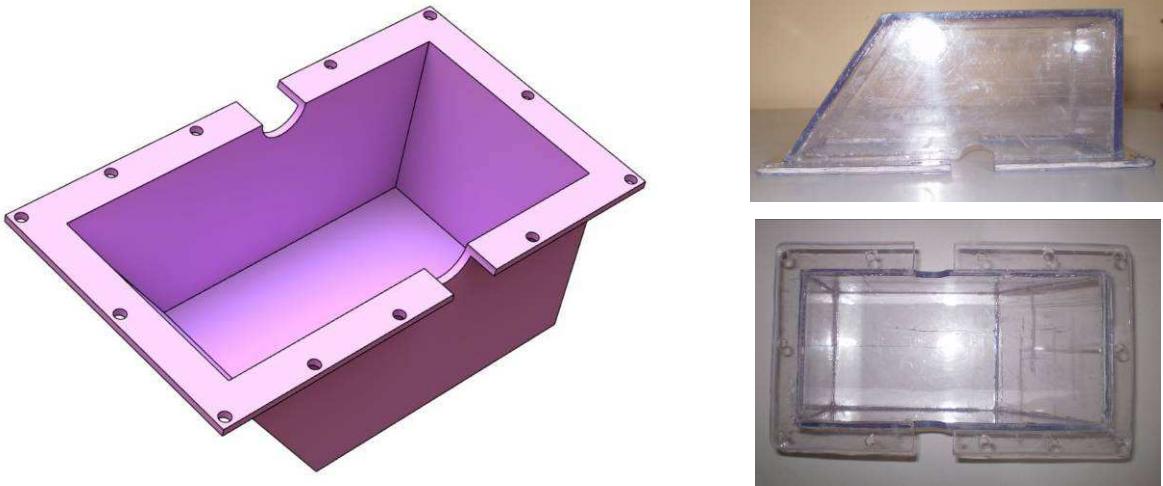
Carcasa inferioară este prezentată în [fig. 4.41](#), este executată din oțel și are dimensiunile principale 261 x 148 x 128 mm. Este prevăzută cu două locașuri dreptunghiulare de vizitare care se acoperă prin capace executate din plexiglas, cu canal pentru garnitură în planul de separație superior, cu doi suporți pentru susținerea lagărelor și cu o decupare laterală circulară pentru fixarea injectorului, respectiv cuplarea la tubulatura standului. Pe interior, carcasa, este prevăzută cu 2 buzunare pentru colectarea apei evacuate de pe rotor, prin intermediul unei găuri practicate la bază.



*Fig. 4.41 Carcasă inferioară*

### ***Carcasă superioară***

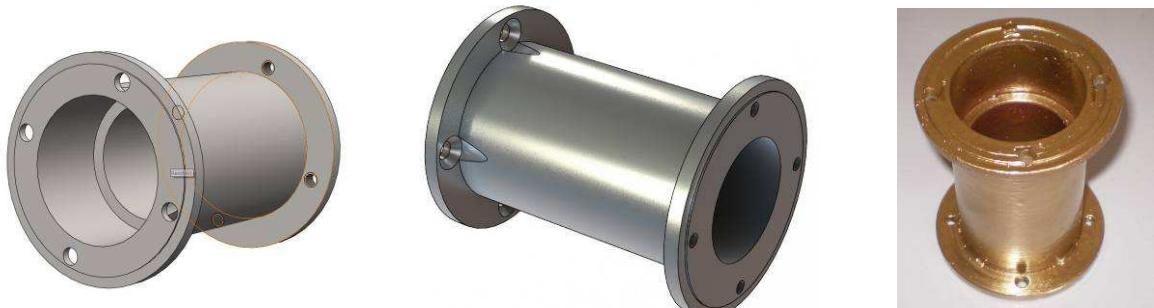
Carcasa superioară, [figura 4.42](#), are dimensiunile caracteristice 261 x 148 x 104 mm , se execută din plexiglas și se fixează de carcasa inferioară prin intermediul a 12 șuruburi. Etanșeitatea între cele 2 carcase se realizează cu șnur.



*Fig. 4.42 Carcasă superioară*

#### **Țeavă de legătură**

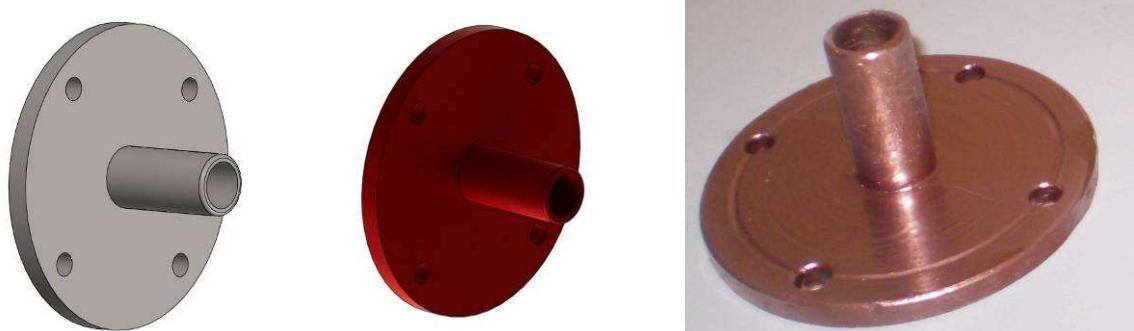
Țeava de legătură, figura 4.43, are dimensiunile caracteristice  $\Phi 106 \times 84$ , se execută din oțel și se couplează cu carcasa inferioară prin intermediul a 4 șuruburi. Pe degajarea internă, se montează acul injector și inele distanțoare, folosite pentru a translata poziția acului injector. Pe acest tronson se va plasa priza pentru măsurarea presiunii la intrarea în microturbină.



*Fig. 4.43 Țeavă de legătură*

#### **Ștuț de intrare**

Ștuțul de intrare se conectează la circuitul standului, figura 4.44, se execută din oțel și se couplează cu țeava de legătură prin 4 șuruburi.



*Fig. 4.44 Ștuț de intrare*

### **Inel distanțor**

Inelul distanțor are dimensiunile caracteristice  $\Phi 53,8 \times 3$  mm, se execută în şase exemplare identice, figura 4.45, 4.46. Inelele distanțoare se introduc în degajarea țevii de legătură și au ca rol translatarea manuală a acului injector pentru reglarea debitului de apă. Prin aceasta, se evită construcția unui sistem de deplasare a acului injector, care ar complica inutil ansamblul microturbinei.



Fig. 4.45 Inel distanțor  $g=3$  mm

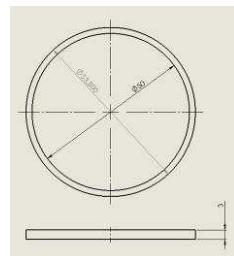


Fig. 4.46 Dimensiuni inel distanțor  $g=3$  mm

### **Arbore turbină**

Arboarele turbinei se execută din oțel, figura 4.47. Arborele este prevăzut cu două canale de pană, unul pentru fixarea rotorului Pelton pe diametrul  $\Phi 24$  mm, iar celălalt pe diametrul  $\Phi 16$  mm pentru cuplarea cu alternatorul.



Fig. 4.47 Arbore turbină

### **Lagăr rulmenți**

Lagărul pentru rulmenți, figura 4.48, se execută din oțel în două exemplare, pentru montarea a doi rulmenți care vor suporta arborele turbinei.

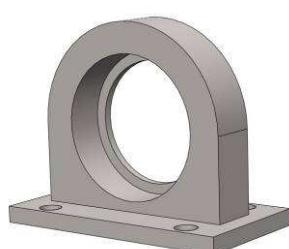
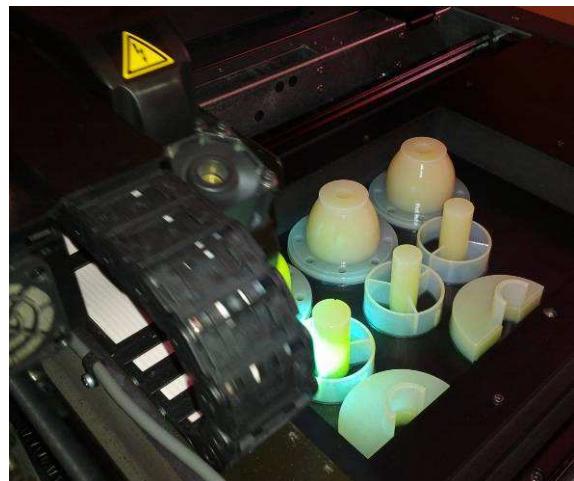
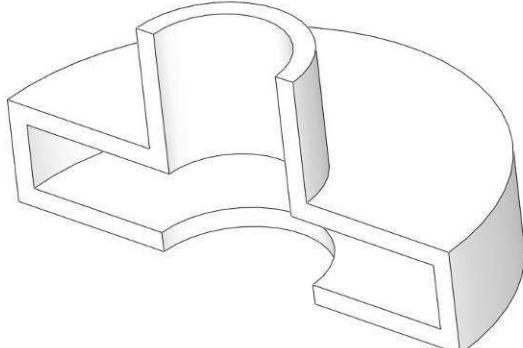


Fig. 4.48 Lagăr rulmenți

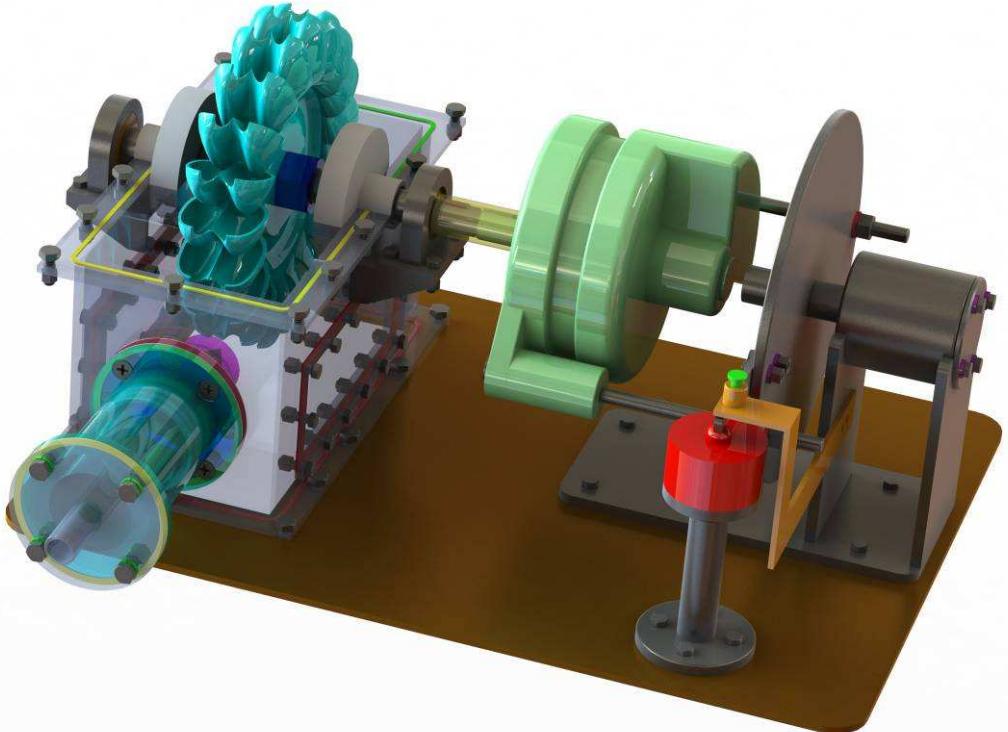
### ***Etanșare mobilă***

Etanșarea mobilă se execută în două exemplare, prin prototipare rapidă din material **Objet DurusWhite FullCure430**, figura 4.49. Din punct de vedere geometric, etanșarea este simetrică cu buzunarul executat în carcasa inferioară, ambele fiind destinate colectării apei evacuate de pe rotorul Pelton. Caracterul de mobilitate nu se referă la deplasarea etanșării, ci la faptul că închide cavitatea de colectare a apei.



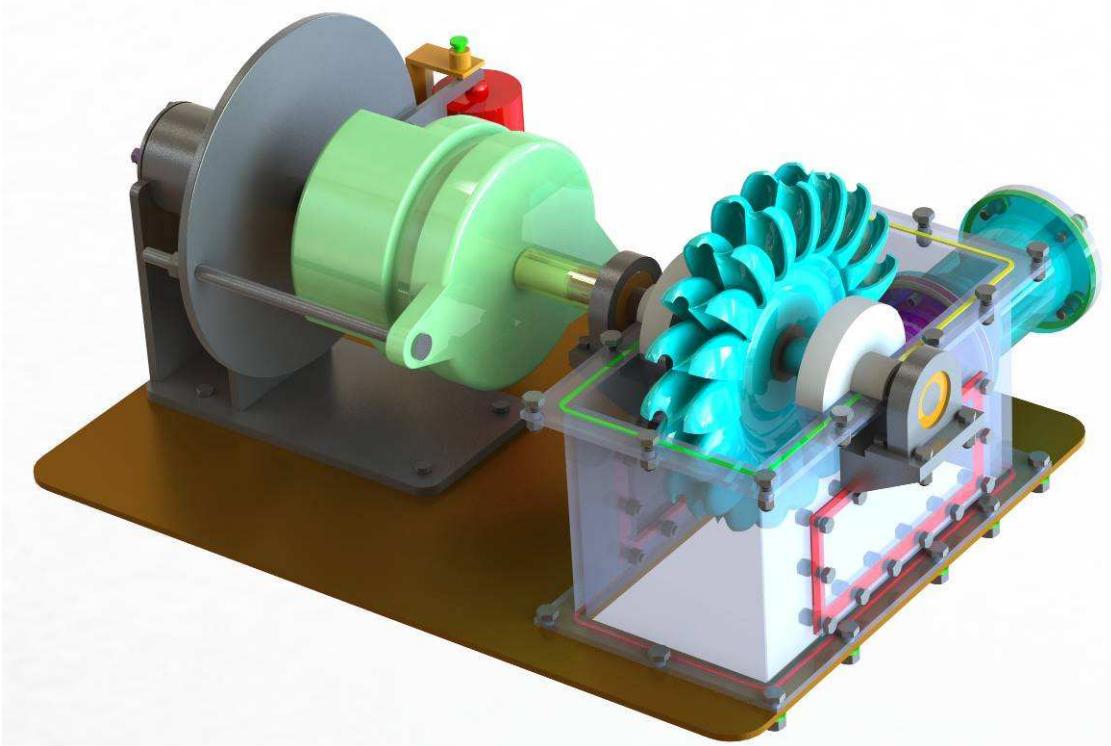
*Fig. 4.49 Etanșare mobilă*

Figurile 4.50 și 4.51 prezintă vederi 3D din față și din spate ale ansamblului microturbinei.



*Fig. 4.50 Ansamblul microturbinei – vedere din față*

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine  
de înaltă cădere și debite mici*



*Fig. 4.51 Ansamblul microturbinei – vedere din spate*



*Fig. 4.52 Ansamblul microturbinei Pelton prezentată de autor  
la conferința internațională Think-Hydro.com*

#### **4.5 Concluzii**

În acest capitol se prezintă aplicația „PeltonDesign”, concepută ca un instrument de proiectare a rotoarelor Pelton, care permite calculul secțiunilor longitudinale și transversale ale cupei Pelton, pentru un set de date de intrare specificat, exportul tabelar al coordonatelor în Microsoft Excel și crearea fișierelor pentru generarea secțiunilor în SolidWorks. Aplicația este utilizată pentru proiectarea a două variante de rotoare, la diametrul D=400 mm, rotorul V1 cu 21 de cupe respectiv rotorul V2 cu 19 cupe. Geometria cupei rotorului V2 a fost scalată cu factorul 21/19 pe direcțiile X, Y și Z, menținând același diametru caracteristic. Deoarece geometria acestor rotoare se va crea prin prototipare rapidă, trebuie luată în considerare limitarea impusă de tava de imprimare a imprimantei 3D, care permite un diametru maximal de 192,7 mm. Pentru încadrarea rotoarelor pe tava de imprimare, geometria acestora a fost scalată cu factorul 0,37, corespunzător unui diametru caracteristic de 148 mm, respectiv diametrul maximal de cca. 186 mm.

Pentru încercările experimentale s-au proiectat 3 variante de injectoare, compuse din diuze și injector, cu diametrele diuzelor  $\Phi 13,3$ ,  $\Phi 14,8$ ,  $\Phi 16,3$  mm. Geometria injectoarelor se va crea de asemenea, prin prototipare rapidă.

Capitolul se finalizează prin descrierea ansamblului și a restului de componente ale microturbinei, care se vor constitui într-un stand experimental pentru încercarea rotoarelor Pelton proiectate.

## **Cap. 5 SIMULAREA NUMERICĂ A CURGERII ȘI CALCULELE DE REZistență ALE CUPEI PELTON**

### **5.1 Introducere**

Organul de reglare al microturbinei Pelton, este injectorul compus din diuză și din ac injector. Debitul prin microturbina Pelton nu variază funcție de geometrie rotorului, deoarece depinde numai de geometria injectorului. Pentru o cădere impusă, dependența debitului Q funcție de deschiderea injectorului S [mm] se numește caracteristica de debit a injectorului, iar dependența forței axiale funcție de deschiderea injectorului se numește caracteristica de forță, alătura acestor caracteristici fiind prezentate în [figura 3.26](#) respectiv [figura 3.25](#). În acest capitol se vor calcula aceste caracteristici, prin simularea numerică a curgerii jetului liber, utilizând modulul Flow Simulation integrat în SolidWorks, pentru injectoarele cu diametrele de ieșire ale diuzei d=13,3 mm, d=14,8 mm, d=16,3 mm.

De asemenea, se va efectua calculul de rezistență pentru cupa rotorului Pelton, utilizând modulul Simulation integrat în SolidWorks.

### **5.2 Simularea numerică a curgerii jetului liber**

Pentru simularea curgerii în modulul SolidWorks Flow Simulation, trebuie parcursse următoarele etape [\[48\]](#):

- Creare geometrie;
- Activare modul Flow Simulation;
- Creare proiect de simulare a curgerii;
- Definire tip analiză și volum de control;
- Specificare condiții de frontieră;
- Specificare criteriu de convergență;
- Calcul studiu de curgere;
- Vizualizare rezultate.

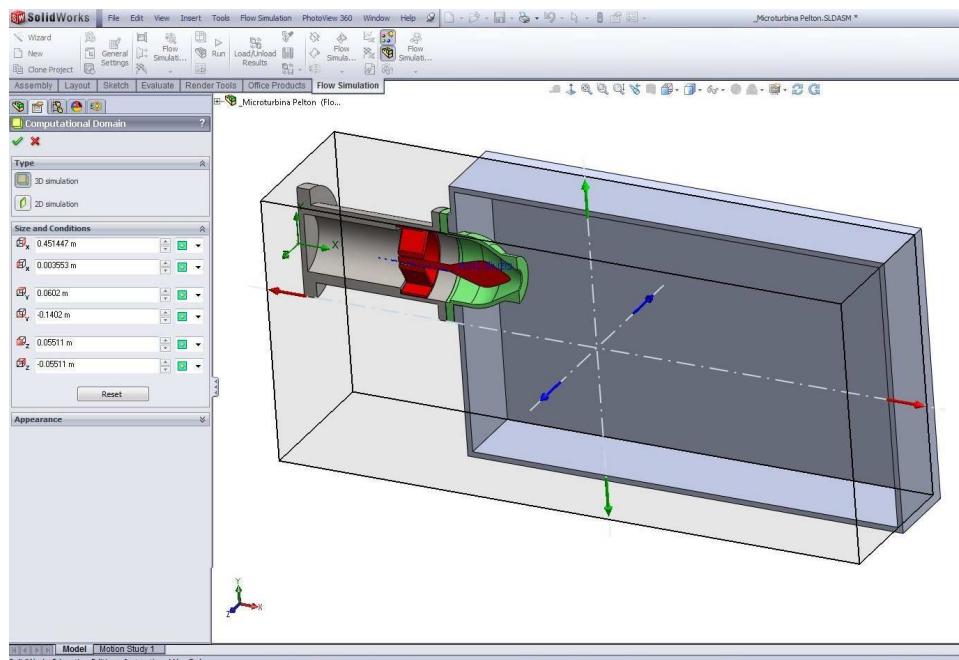
Geometria analizată, constă în țeava de legătura, injector (diuză+ac injector), inele distanțoare (care definesc poziția acului injector) și carcasa microturbinei.

Modulul SolidWorks Flow Simulation analizează geometria modelului și generează automat volumul de control de formă prismatică care include modelul analizat, [figura 5.1](#). Din figură se observă faptul că originea sistemului de referință coincide cu intrarea în diuză, direcția X fiind

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

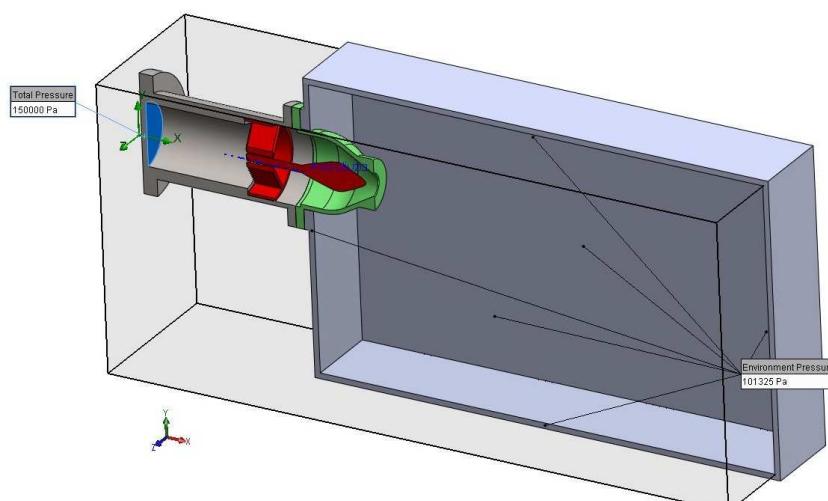
orientată în sensul curgerii, iar direcțiile Y și Z orientate radial. Analiza va fi de tip **Internal**, pentru următoarele condiții inițiale:

- **Adiabatic wall** - toți pereții modelului sunt izolați termic;
- **Roughness** - se va accepta valoarea 0 pentru rugozitatea pereților;
- **Pressure** 101325 Pa;
- **Fluid type** – H<sub>2</sub>O la 20<sup>0</sup>C.



*Fig. 5.1 Domeniul de analiză și simularea numerică a curgerii*

Condițiile pe frontieră constau în impunerea presiunii totale pe secțiunea de intrare a diuzei și a presiunii atmosferice 101325 Pa pe pereții interiori ai carcasei, **figura 5.2**. Pentru presiunea totală se vor adopta următoarele valori: 150000 Pa, 200000 Pa, 250000 Pa, 300000 Pa, 350000 Pa, corespunzătoare următoarelor căderi: H=15 m, 20 m, 25 m, 30 m, 35 m.



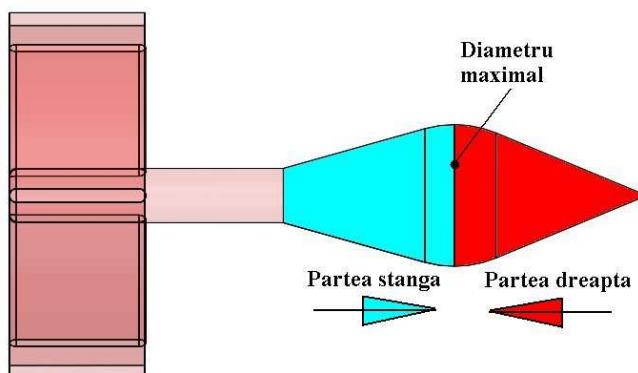
*Fig. 5.2 Condițiile de frontieră pentru simularea numerică a curgerii*

SolidWorks Flow Simulation consideră inițial orice problemă de curgere staționară ca fiind dependentă de timp. Solver-ul iterează în pași de timp determinați pentru a căuta stările de curgere staționară, deci devine necesară existența unor criterii de identificarea a atingerii curgerii staționare, pentru a opri calculul. Flow Simulation include criterii interne de oprire a soluției, dar este mai bine să fie utilizate criterii specifice, al căror nume generic este **Goals**. Flow Simulation oferă următoarele tipuri de criterii: globale, punctuale, de suprafață, volumice și ecuații.

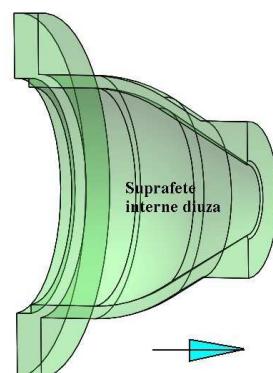
Pentru această simulare vor fi specificate următoarele criterii globale de convergență:

- **GG Av Static Pressure 1** – criteriul global mediat al presiunii statice;
- **GG Av Total Pressure 1** – criteriul global mediat al presiunii totale;
- **GG Av Dynamic Pressure 1** – criteriul global mediat al presiunii dinamice;
- **GG Mass Flow Rate 1** - criteriul global al debitului masic;
- **SG X - Component of Force 1** - criteriul de suprafață pe direcția X a forței pe partea stângă a acului injector, **figura 5.3**;
- **SG X - Component of Force 2** - criteriul de suprafață pe direcția X a forței pe partea dreaptă a acului injector, **figura 5.3**;
- **SG X - Component of Force 3** - criteriul de suprafață pe direcția X a forței pe întregul ac injector;
- **SG X - Component of Force 4** - criteriul de suprafață pe direcția X a forței pe suprafața interioară a diuzei, **figura 5.4**.

Aceasta, va asigura convergența soluției, deoarece calculul nu se va finaliza până când cele patru criterii nu vor fi convergente pe întreg volumul de control. În timpul simulării, SolidWorks Flow Simulation, oferă informații despre starea curentă a soluției, prin monitorizarea modificărilor intervenite în criteriile de convergență și prin vizualizarea rezultatelor preliminare în plane selectate.



*Fig. 5.3 Suprafețe pe ac injector*



*Fig. 5.4 Suprafețe interne diuză*

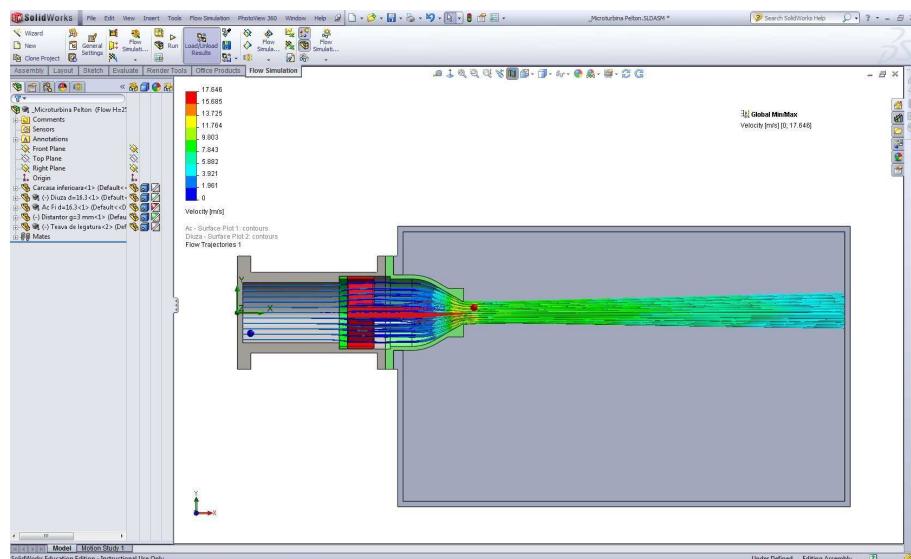
## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

La sfârșitul simulării vor fi disponibile următoarele rezultate:

- Debitul Q pe suprafața de intrare a diuzei;
- Forța pe partea stângă a acului injector;
- Forța pe partea dreaptă a acului injector;
- Forța pe întreg acul injector;
- Traекторiile liniilor de curgere, cu alura din **figura 5.5**;
- Distribuția de viteze și presiuni, cu alura din **figura 5.6**.

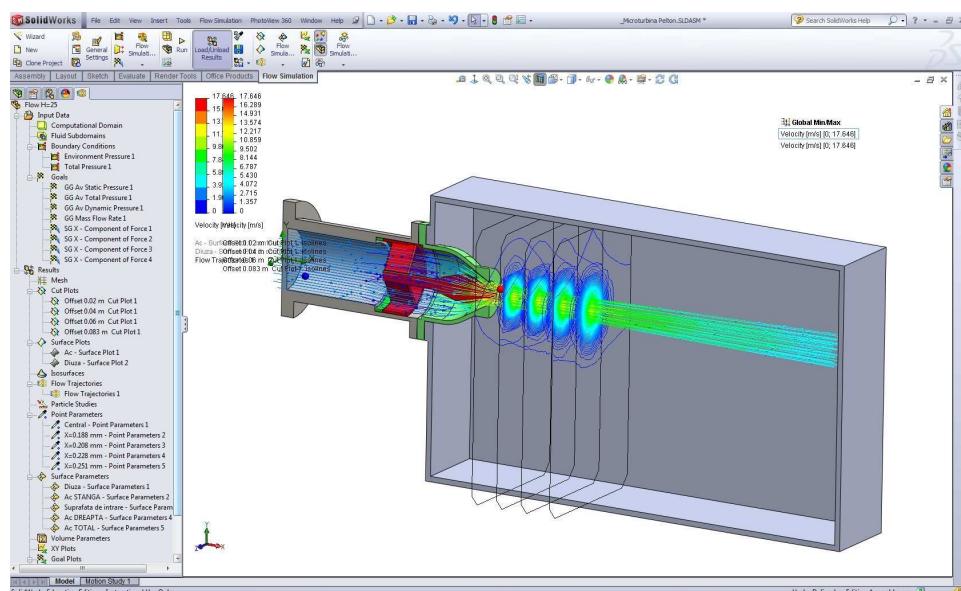
Pentru acul injector, partea stângă este diferențiată de partea dreaptă de diametrul maximal al acului. Forța pe întreg acul injector trebuie să rezulte din suma algebrică a forțelor pe partea stângă respectiv dreapta a acului.

Rezultatele vor fi prezentate numeric și grafic în paragrafele următoare.



**Fig. 5.5**

*Traекторiiile  
liniilor de  
curgere*



**Fig. 5.6** Secțiuni  
prin distribuția  
de viteze și  
presiuni în jet

### 5.3 Calcularea caracteristicilor de debit/forță a injectorului cu diametrul 16,3

Pentru injectorul cu diametrul diuzei de 16,3 mm, **tabelul 5.1** prezintă caracteristica de debit  $Q=f(S)$  respectiv de forță  $f=f(S)$  rezultate din simularea numerică, pentru valori parametrice ale căderii  $H=15, 20, 25, 30, 35$  m, caracteristici reprezentate grafic în **figurile 5.7 ÷ 5.24**.

*Tabel 5.1*

*Caracteristicile de debit și de forță pentru diametru diuză 16,3 mm*

<b>H</b>	<b>S</b>	<b>Q</b>	<b>Forța ac/stânga</b>	<b>Forța ac/dreapta</b>	<b>Forța ac/total</b>	<b>Forța diuză</b>
<b>m</b>	<b>mm</b>	<b>l/s</b>	<b>N</b>	<b>N</b>	<b>N</b>	<b>N</b>
<b>H=15 m</b>	<b>0</b>	0,000	13,23	-3,07	10,16	87,23
	<b>3</b>	0,958	13,23	-3,64	9,59	81,70
	<b>6</b>	1,440	13,58	-5,97	7,62	79,40
	<b>9</b>	1,831	13,04	-7,64	5,40	77,75
	<b>12</b>	2,116	12,87	-9,47	3,40	77,03
	<b>15</b>	2,284	13,16	-11,40	1,77	77,31
	<b>18</b>	2,414	13,23	-12,60	0,63	77,38
<b>H=20 m</b>	<b>0</b>	0,000	26,85	-6,17	20,65	176,77
	<b>3</b>	1,368	26,82	-7,38	19,44	165,59
	<b>6</b>	2,053	27,54	-12,12	15,42	160,96
	<b>9</b>	2,608	26,43	-15,51	10,92	157,61
	<b>12</b>	3,016	26,09	-19,19	6,90	156,10
	<b>15</b>	3,257	26,68	-23,10	3,58	156,62
	<b>18</b>	3,436	26,83	-25,55	1,28	156,87
<b>H=25 m</b>	<b>0</b>	0,000	40,41	-9,38	31,03	266,49
	<b>3</b>	1,680	40,41	-11,12	29,29	249,47
	<b>6</b>	2,522	41,50	-18,26	23,23	242,53
	<b>9</b>	3,202	39,82	-23,37	16,45	237,46
	<b>12</b>	3,707	39,30	-28,91	10,39	235,17
	<b>15</b>	3,997	40,21	-34,82	5,39	236,03
	<b>18</b>	4,219	40,43	-38,50	1,93	236,34
<b>H=30 m</b>	<b>0</b>	0,000	54,00	-12,54	41,45	356,13
	<b>3</b>	1,944	54,00	-14,83	39,17	333,32
	<b>6</b>	2,915	55,45	-24,42	31,04	324,08
	<b>9</b>	3,702	53,22	-31,24	21,98	317,34
	<b>12</b>	4,285	52,53	-38,65	13,88	314,31
	<b>15</b>	4,617	53,74	-46,55	7,18	315,51
	<b>18</b>	4,872	54,01	-51,46	2,56	315,88
<b>H=35 m</b>	<b>0</b>	0,000	67,59	-15,69	51,90	445,76
	<b>3</b>	2,177	67,59	-18,60	49,00	417,24
	<b>6</b>	3,264	69,41	-30,53	38,87	405,61
	<b>9</b>	4,145	66,61	-39,06	27,55	397,14
	<b>12</b>	4,792	65,75	-48,37	17,38	393,43
	<b>15</b>	5,171	67,26	-58,22	9,03	394,81
	<b>18</b>	5,456	67,63	-64,41	3,22	395,44

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*

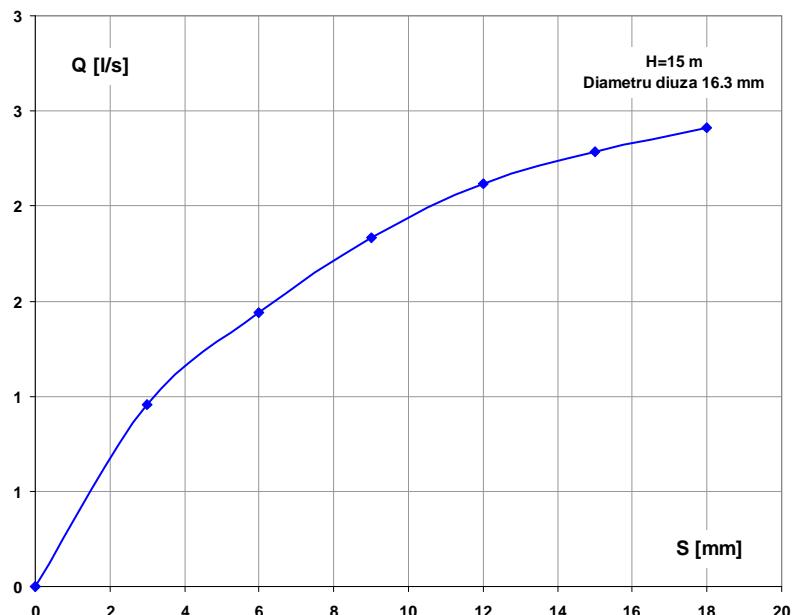


Fig. 5.7 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=15\text{ m}$

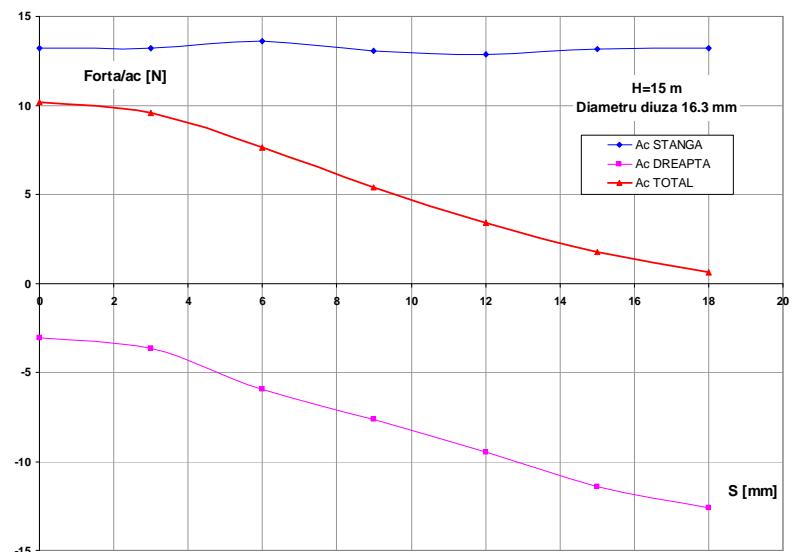


Fig. 5.8 Forțe pe injectorul  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=15\text{ m}$

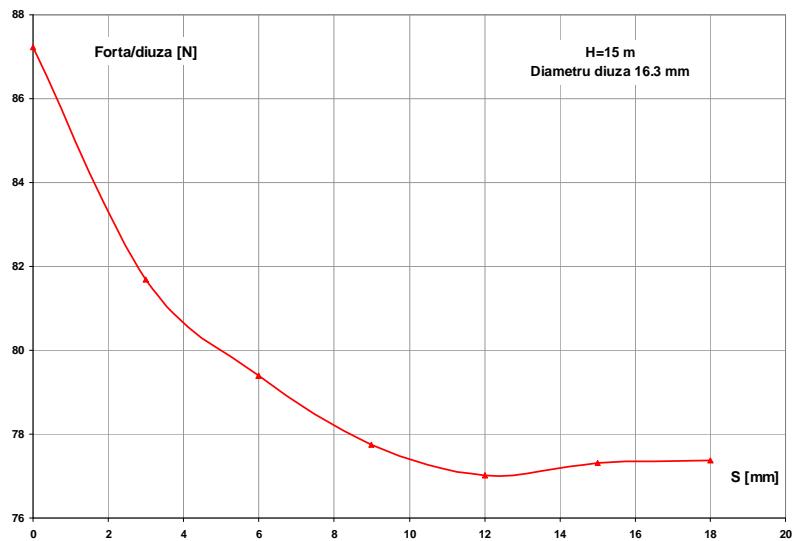
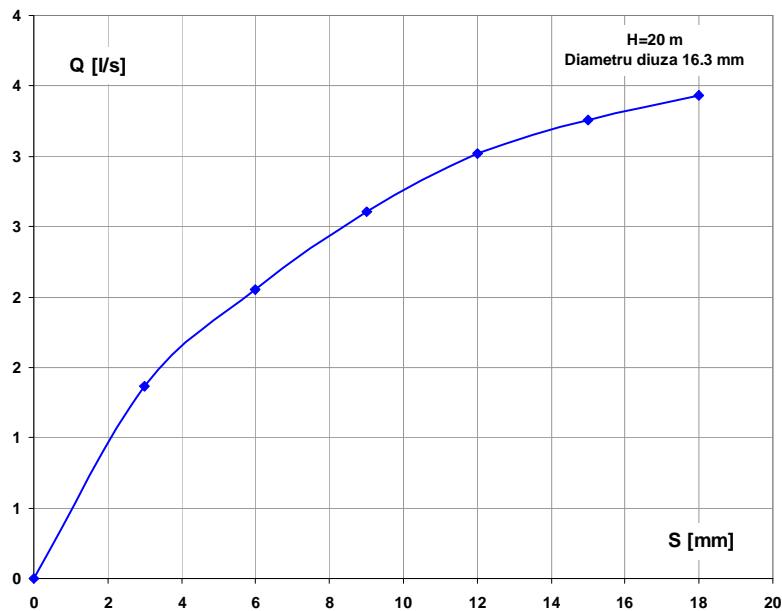
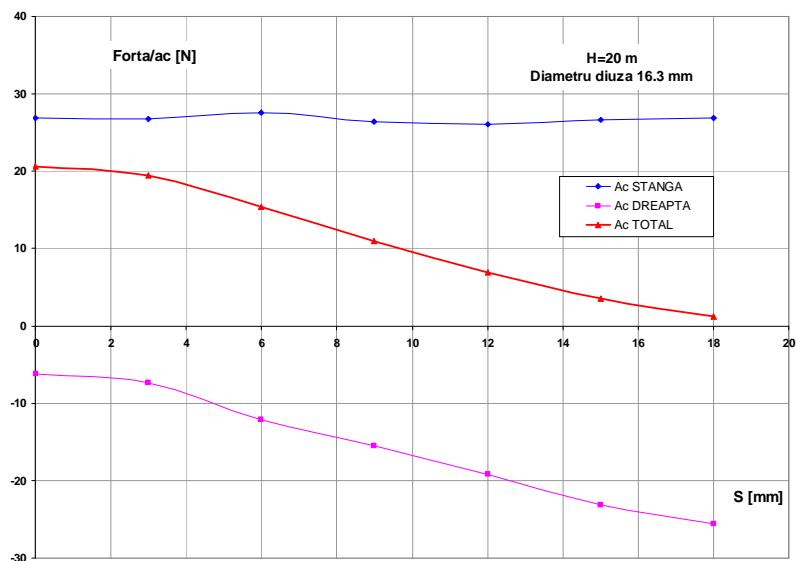


Fig. 5.9 Forțe pe diuză  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=15\text{ m}$

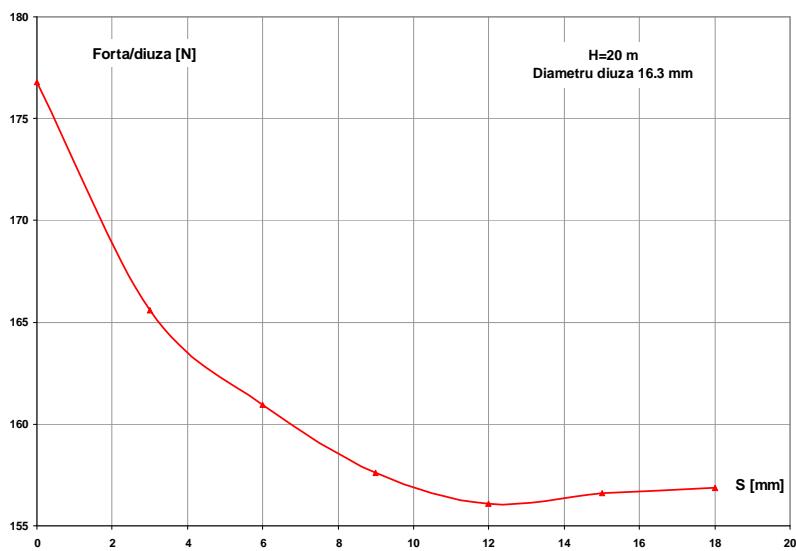
*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*



*Fig. 5.10 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 16.3$  la căderea  $H=20\text{ m}$*



*Fig. 5.11 Forțe pe injectorul  $\Phi 16.3$  la căderea  $H=20\text{ m}$*



*Fig. 5.12 Forțe pe diuză  $\Phi 16.3$  la căderea  $H=20\text{ m}$*

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

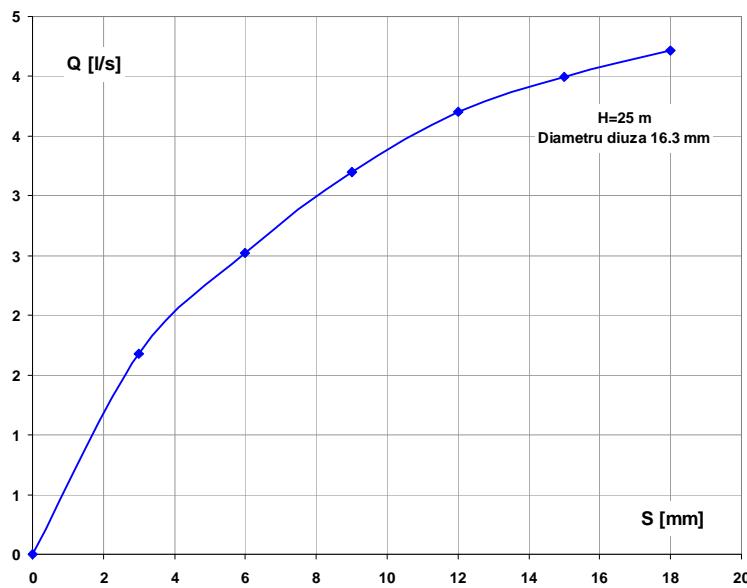


Fig. 5.13 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=25\text{ m}$

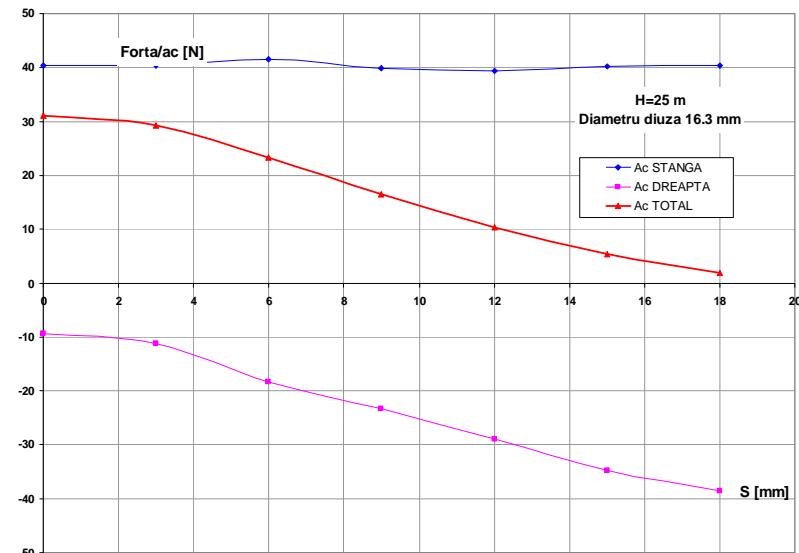


Fig. 5.14 Forțe pe injectorul  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=25\text{ m}$

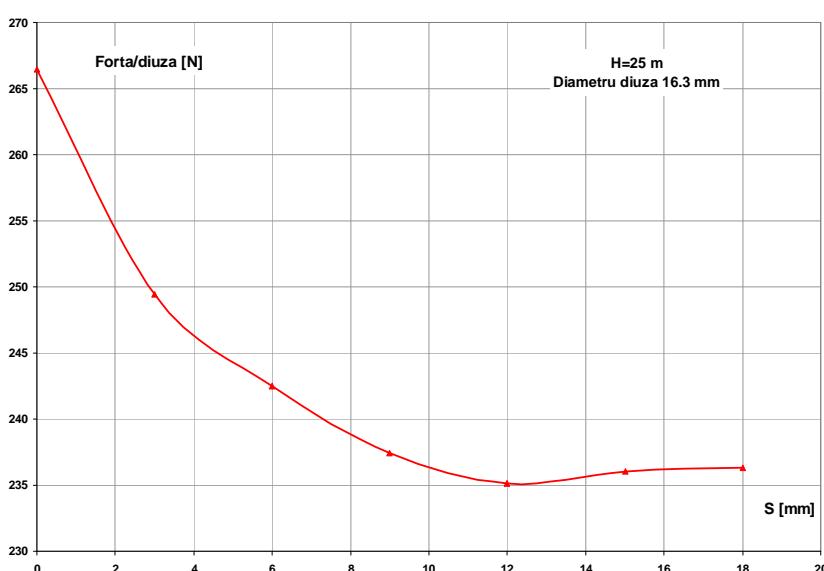


Fig. 5.15 Forțe pe diuză  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=25\text{ m}$

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

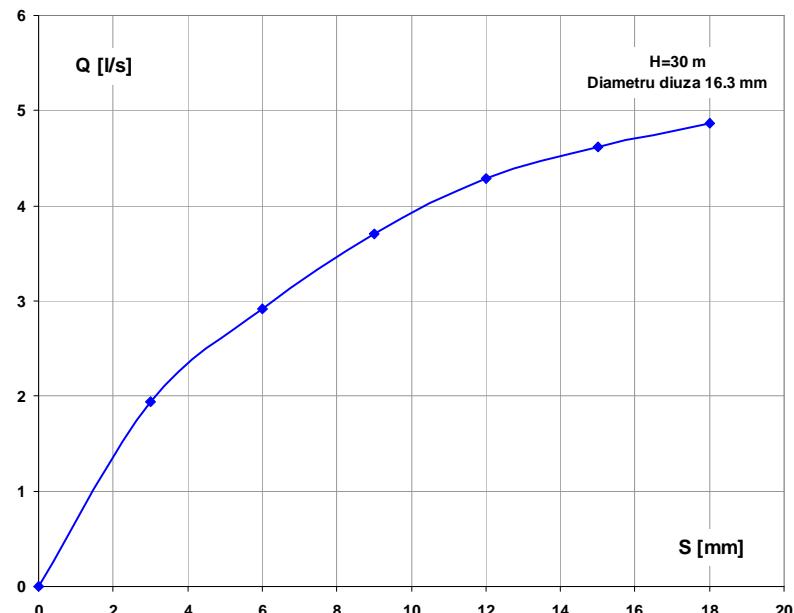


Fig. 5.16 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=30\text{ m}$

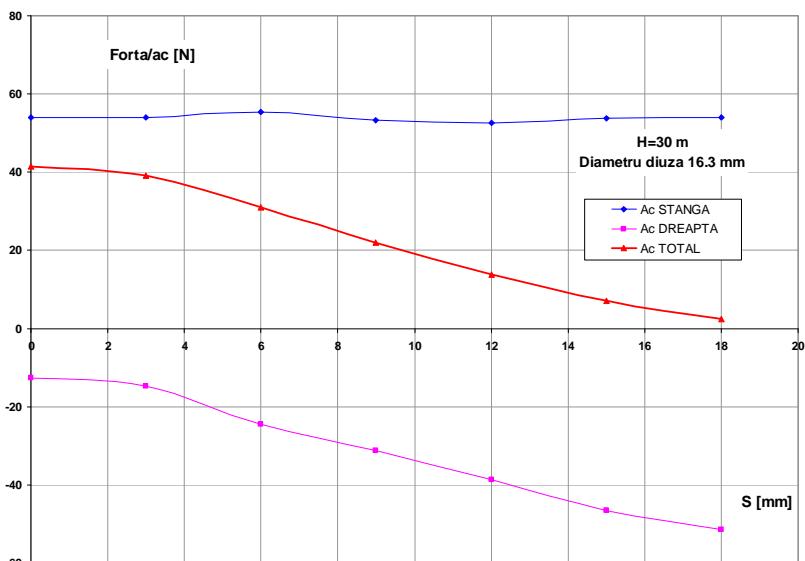


Fig. 5.17 Forțe pe injectorul  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=30\text{ m}$

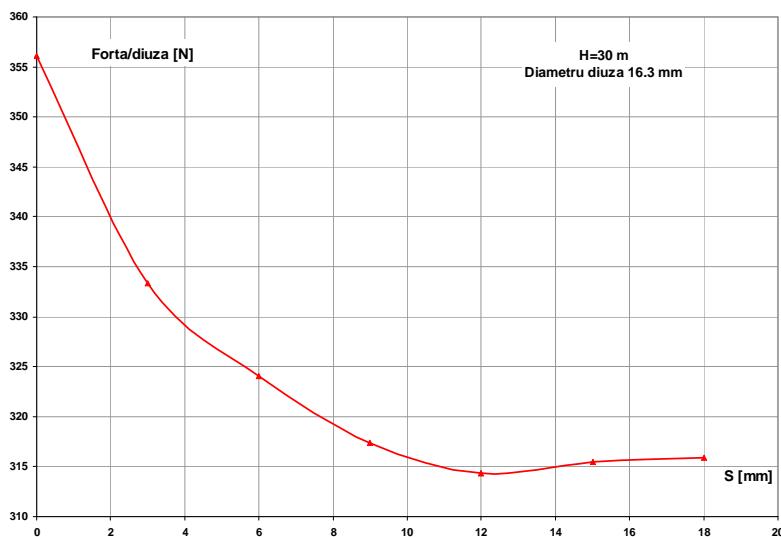


Fig. 5.18 Forțe pe diuză  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=30\text{ m}$

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*

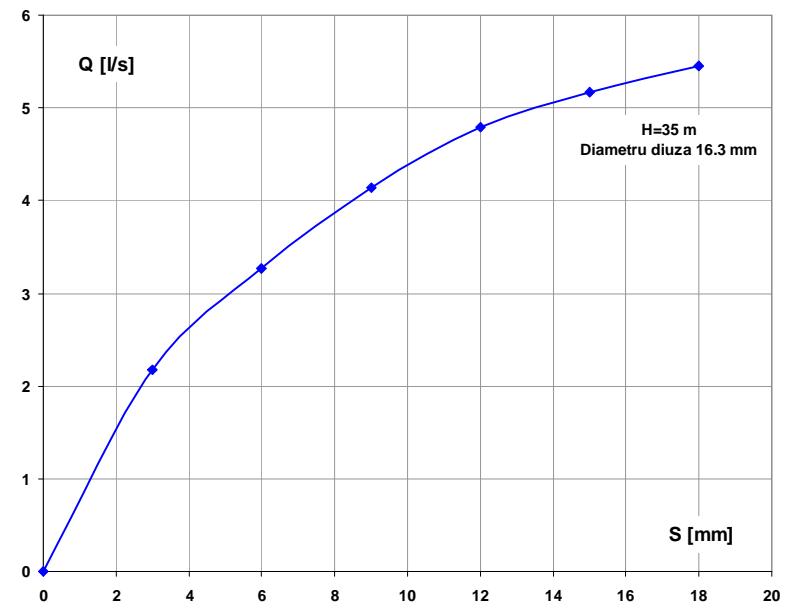


Fig. 5.19 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=35\text{ m}$

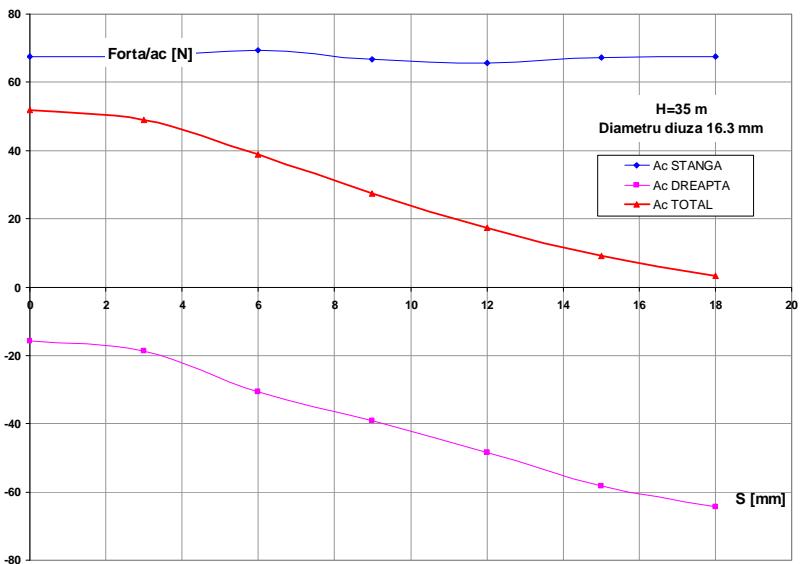


Fig. 5.20 Forțe pe injectorul  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=35\text{ m}$

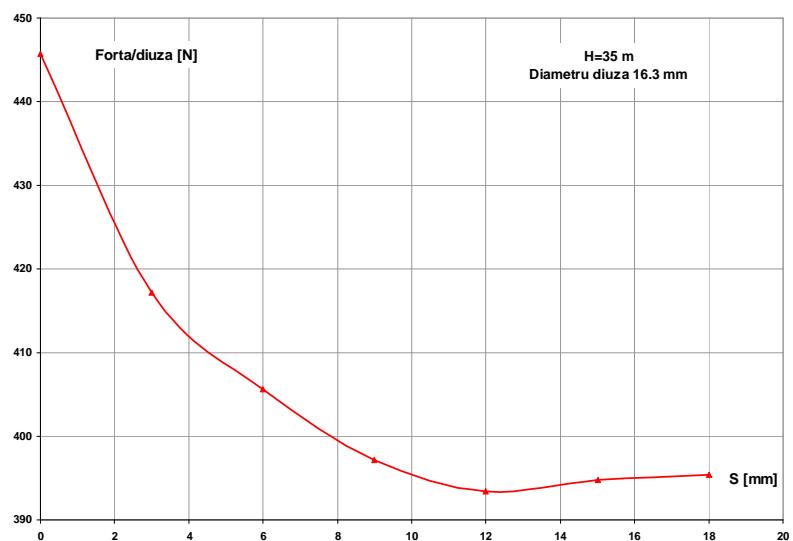


Fig. 5.21 Forțe pe diuză  $\Phi 16,3$  la căderea  $H=35\text{ m}$

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

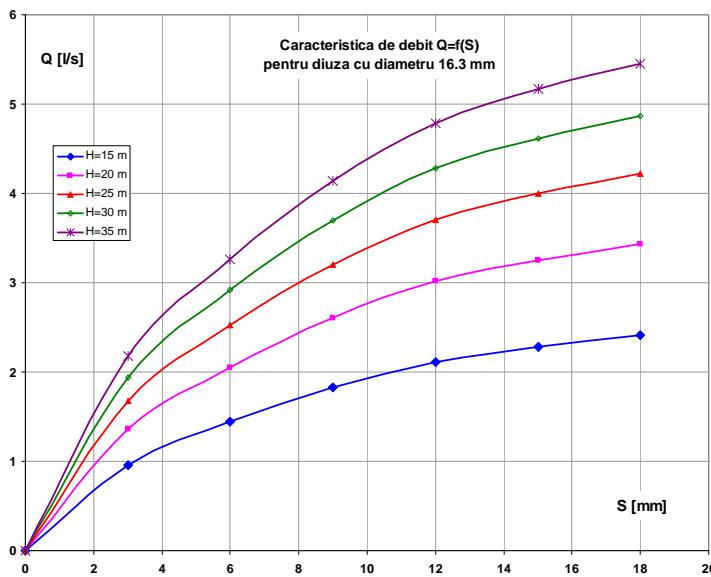


Fig. 5.22 Comparație caracteristici de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 16,3$  la diferite căderi

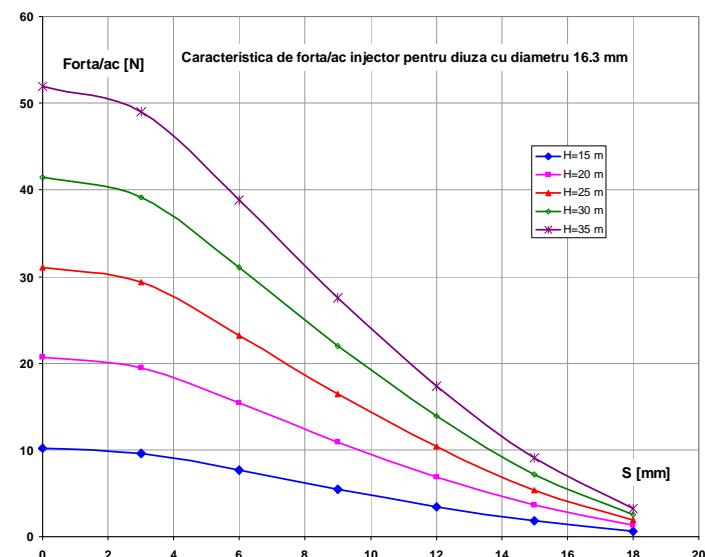


Fig. 5.23 Comparație forțe pe injectorul  $\Phi 16,3$  la diferite căderi

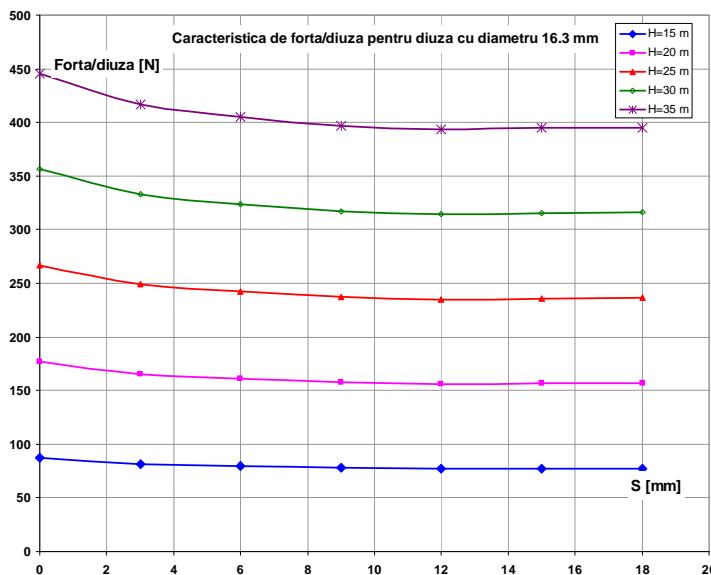


Fig. 5.24 Comparație forțe pe diuză  $\Phi 16,3$  la diferite căderi

#### 5.4 Calcularea caracteristicilor de debit/forță a injectorului cu diametrul 14,8

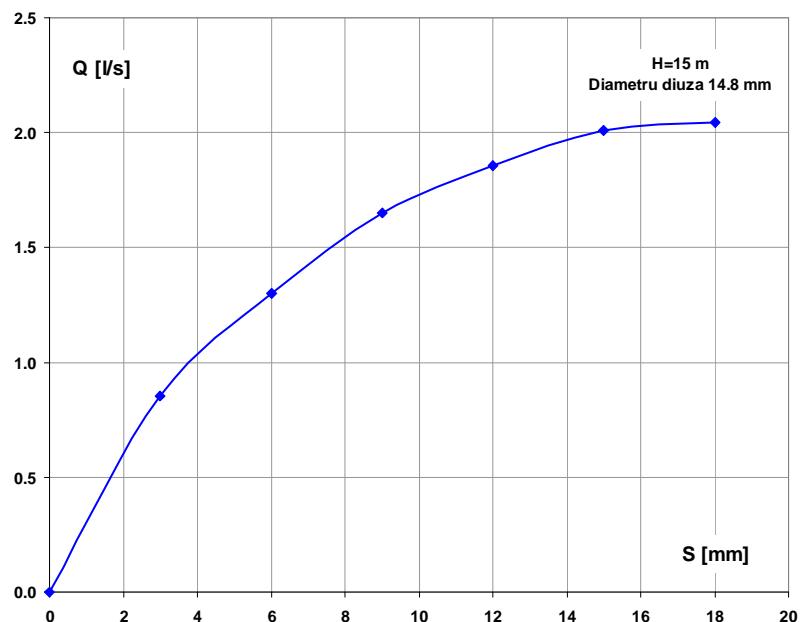
Pentru injectorul cu diametrul diuzei de 14,8 mm, **tabelul 5.2** prezintă caracteristica de debit  $Q=f(S)$  respectiv de forță  $f=f(S)$  rezultate din simularea numerică, pentru valori parametrice ale căderii  $H=15, 20, 25, 30, 35$  m, caracteristici reprezentate grafic în **figurile 5.25 – 5.42**.

*Tabel 5.2*

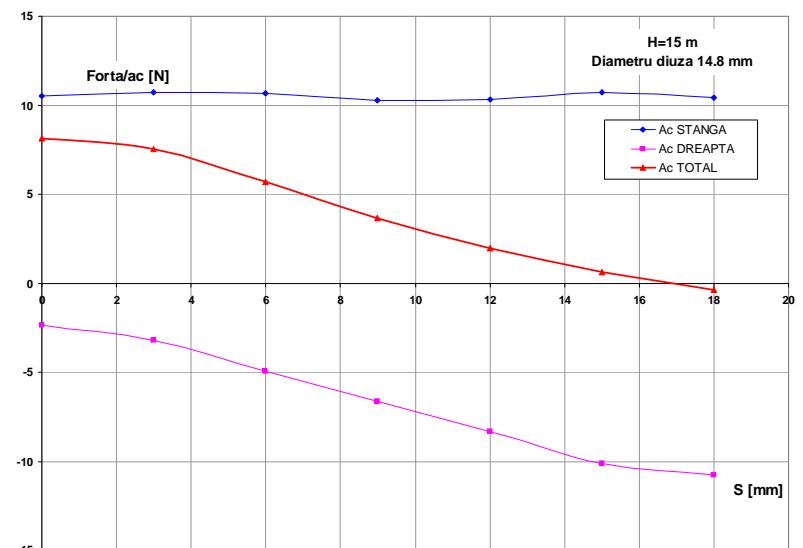
*Caracteristicile de debit și de forță pentru diametru diuză 14,8 mm*

H	S	Q	Forța ac/stânga	Forța ac/dreapta	Forța ac/total	Forța diuză
m	mm	l/s	N	N	N	N
H=15 m	0	0,000	10,52	-2,37	8,15	82,94
	3	0,855	10,71	-3,19	7,52	84,38
	6	1,300	10,66	-4,95	5,71	82,27
	9	1,650	10,26	-6,63	3,64	80,78
	12	1,857	10,34	-8,36	1,98	80,71
	15	2,012	10,72	-10,12	0,60	81,21
	18	2,043	10,43	-10,79	-0,36	81,42
H=20 m	0	0,000	21,32	-4,81	16,51	168,17
	3	1,222	21,71	-6,47	15,24	171,03
	6	1,858	21,62	-10,01	11,60	166,72
	9	2,353	20,81	-13,43	7,38	163,72
	12	2,646	20,95	-16,95	4,00	163,59
	15	2,793	21,73	-20,52	1,21	164,64
	18	2,914	21,14	-21,87	-0,74	165,01
H=25 m	0	0,00	32,12	-7,24	24,88	253,39
	3	1,50	32,71	-9,76	22,96	257,68
	6	2,28	32,57	-15,08	17,49	251,17
	9	2,89	31,36	-20,26	11,09	246,73
	12	3,25	31,57	-25,55	6,02	246,49
	15	3,43	32,74	-30,92	1,82	248,04
	18	3,57	31,84	-32,96	-1,12	248,60
H=30 m	0	0,000	42,92	-9,68	33,24	338,63
	3	1,737	43,71	-13,04	30,67	344,31
	6	2,639	43,52	-20,16	23,36	335,61
	9	3,365	41,90	-27,08	14,82	329,71
	12	3,749	42,19	-34,17	8,03	329,45
	15	3,967	43,75	-41,32	2,43	331,48
	18	4,135	42,55	-44,04	-1,49	332,16
H=35 m	0	0,00	53,72	-12,12	41,61	423,85
	3	1,94	54,72	-16,35	38,37	430,97
	6	2,95	54,48	-25,25	29,23	420,08
	9	3,76	52,45	-33,91	18,54	412,70
	12	4,25	52,81	-42,75	10,06	412,32
	15	4,47	54,76	-51,71	3,05	414,83
	18	4,68	53,28	-55,17	-1,89	416,03

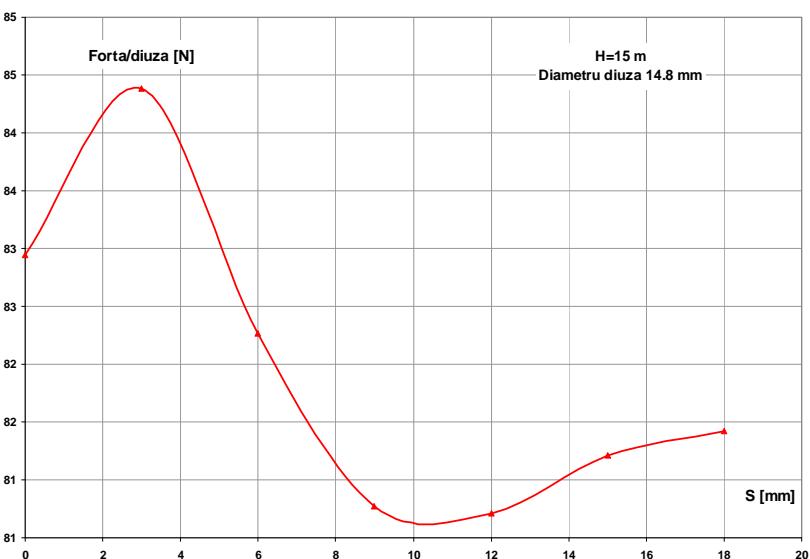
*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*



*Fig. 5.25 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 14.8$  la căderea  $H=15\text{ m}$*

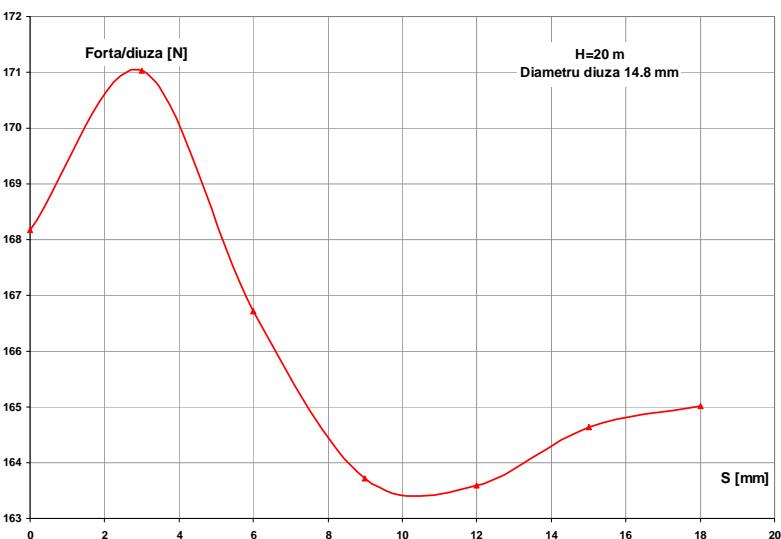
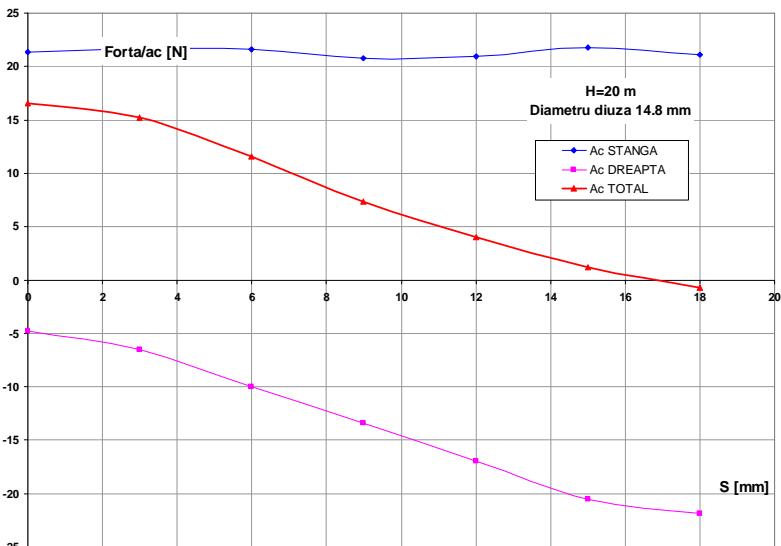
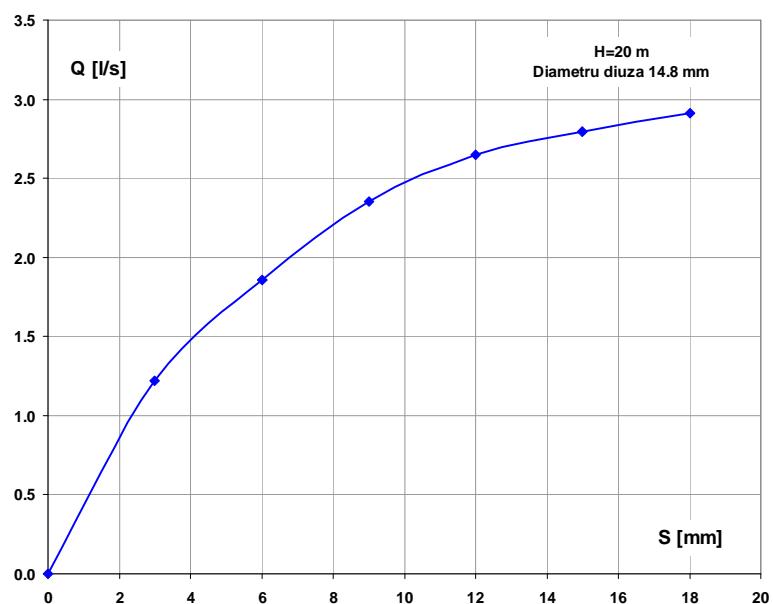


*Fig. 5.26 Forțe pe injectorul  $\Phi 14.8$  la căderea  $H=15\text{ m}$*

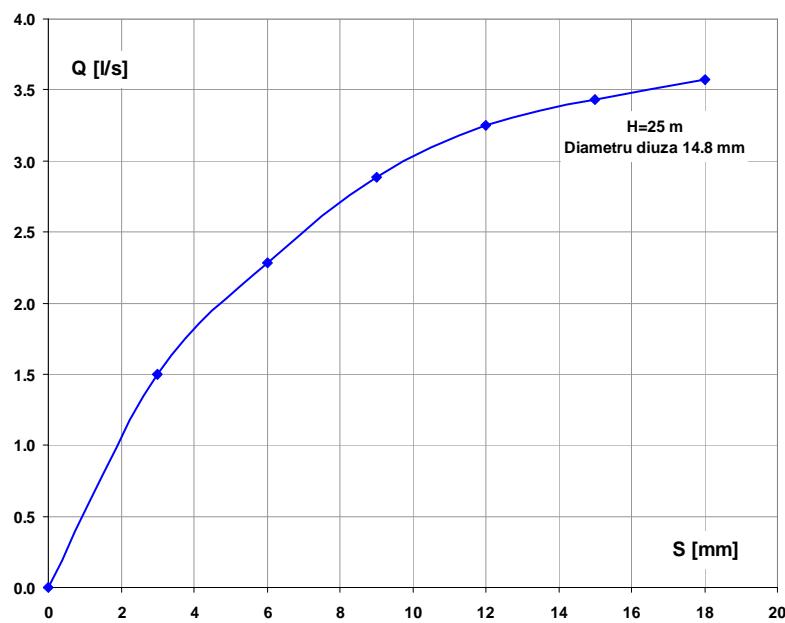


*Fig. 5.27 Forțe pe diuză  $\Phi 14.8$  la căderea  $H=15\text{ m}$*

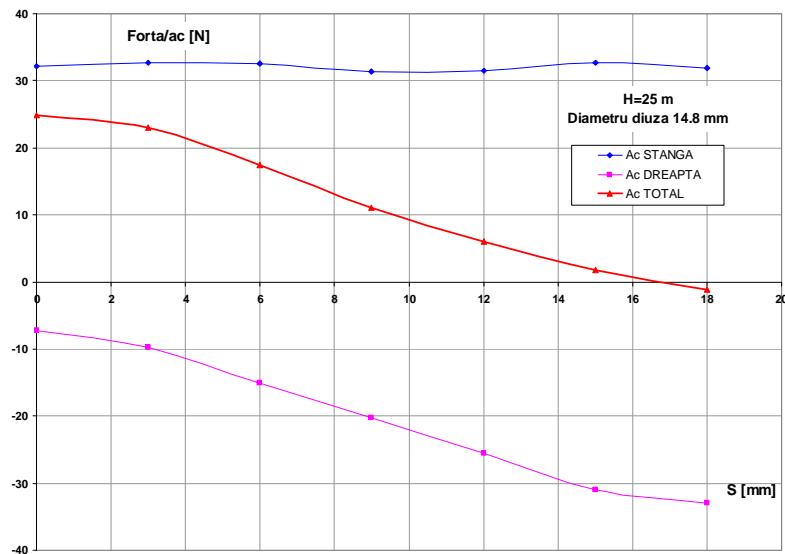
*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*



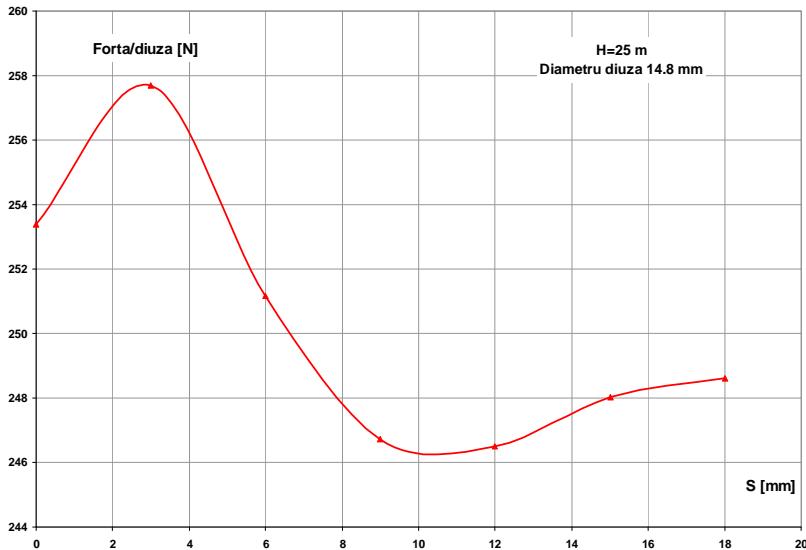
*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*



*Fig. 5.31 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 14,8$  la căderea  $H=25\text{ m}$*



*Fig. 5.32 Forțe pe injectorul  $\Phi 14,8$  la căderea  $H=25\text{ m}$*



*Fig. 5.33 Forțe pe diuză  $\Phi 14,8$  la căderea  $H=25\text{ m}$*

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

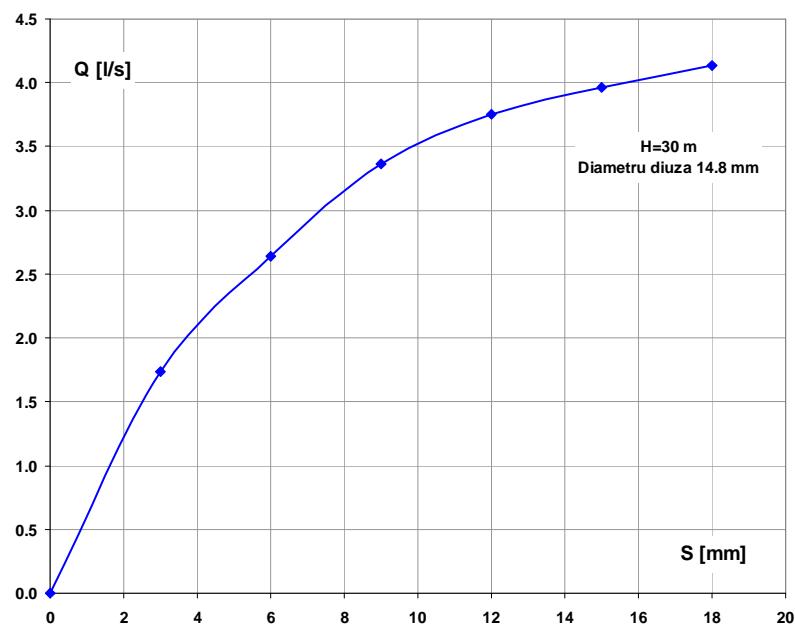


Fig. 5.34 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 14,8$  la căderea  $H=30$  m

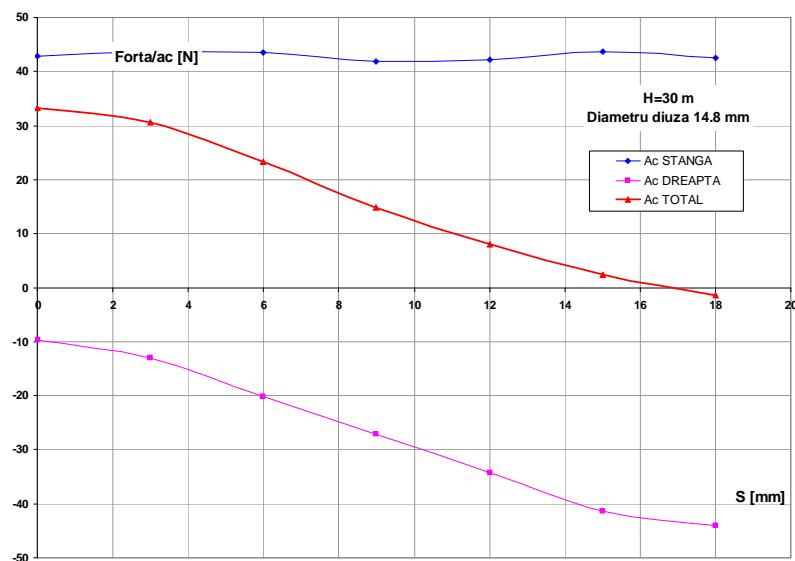


Fig. 5.35 Forțe pe injectorul  $\Phi 14,8$  la căderea  $H=30$  m

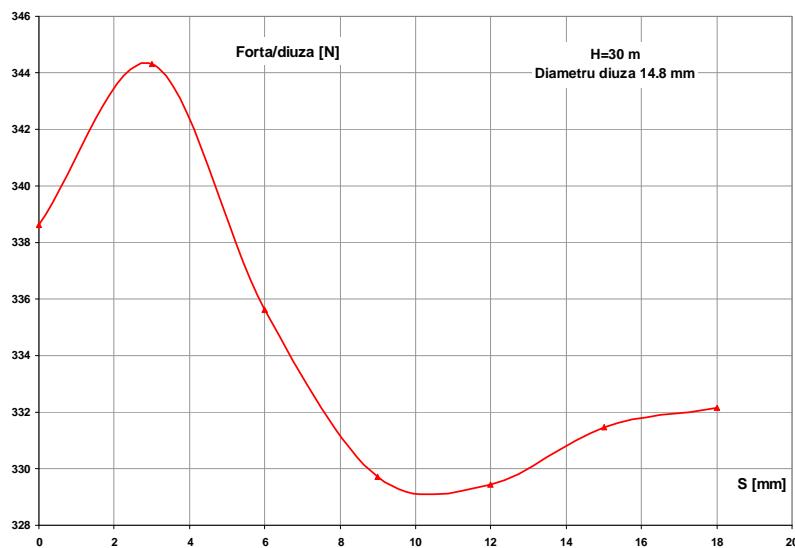


Fig. 5.36 Forțe pe diuză  $\Phi 14,8$  la căderea  $H=30$  m

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*

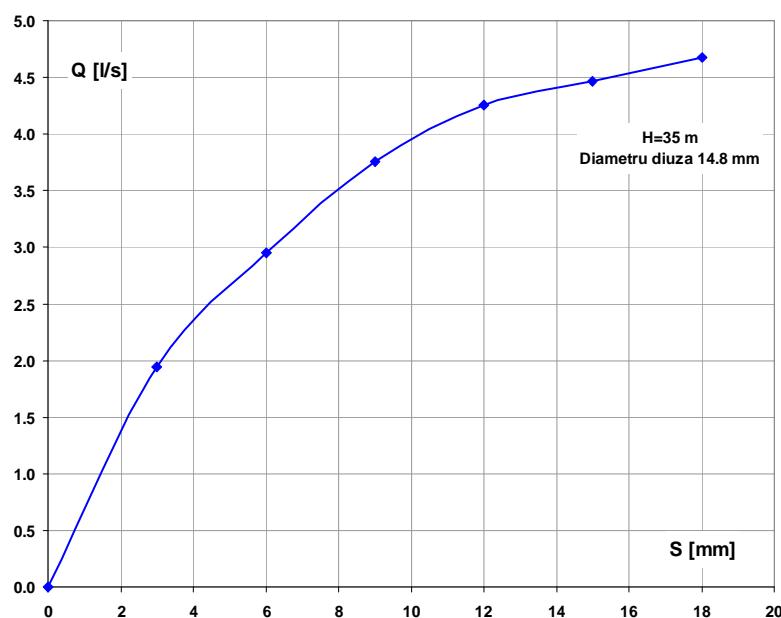


Fig. 5.37 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 14,8$  la căderea  $H=35\text{ m}$

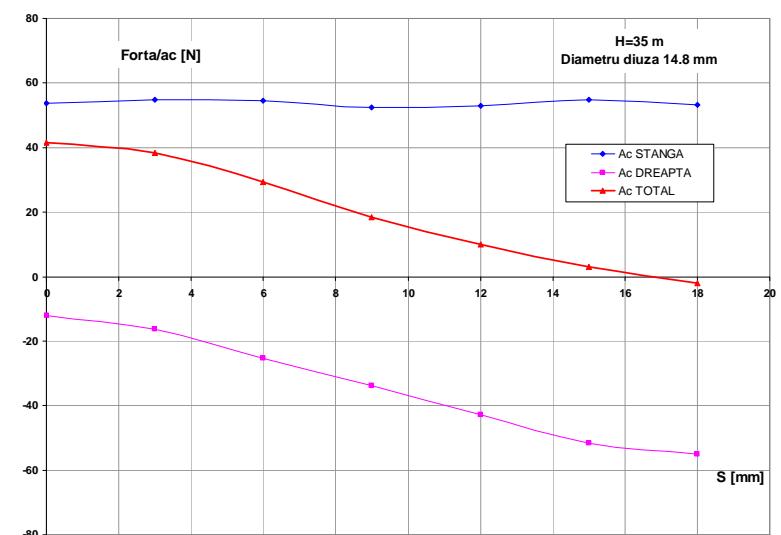


Fig. 5.38 Forțe pe injectorul  $\Phi 14,8$  la căderea  $H=35\text{ m}$

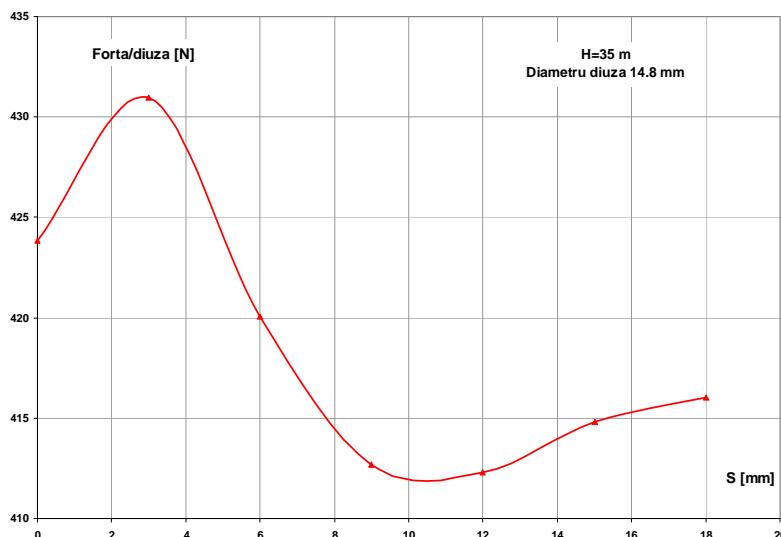


Fig. 5.39 Forțe pe diuză  $\Phi 14,8$  la căderea  $H=35\text{ m}$

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

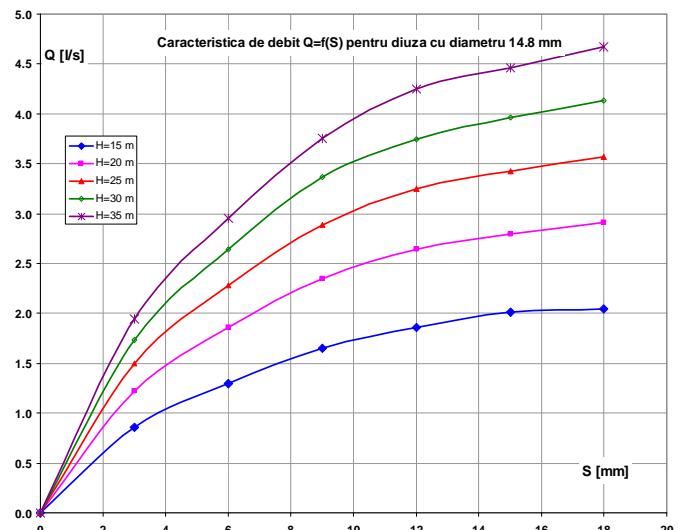


Fig. 5.40 Comparație caracteristici de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 14,8$  la diferite căderi

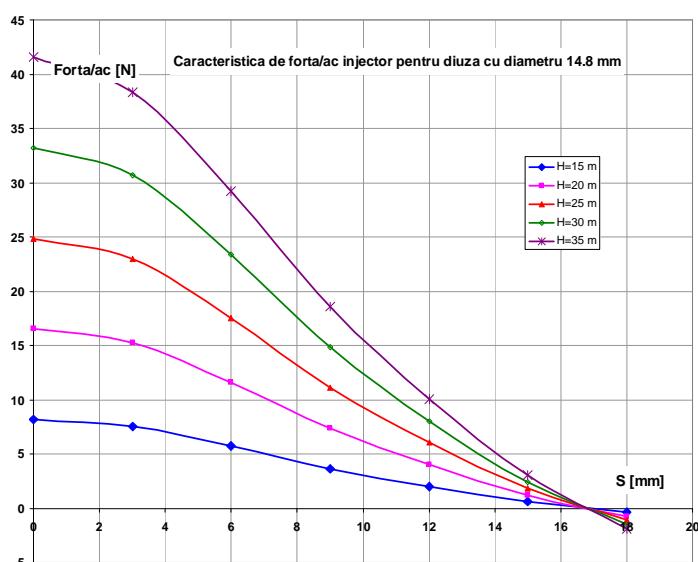


Fig. 5.41 Comparație forțe pe injectorul  $\Phi 14,8$  la diferite căderi

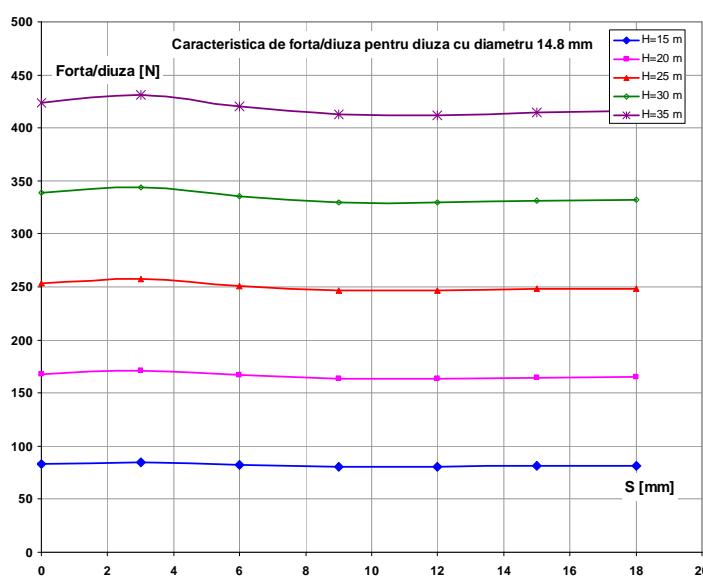


Fig. 5.42 Comparație forțe pe diuză  $\Phi 14,8$  la diferite căderi

### 5.5 Calcularea caracteristicilor de debit/forță a injectorului cu diametrul 13.3

Pentru injectorul cu diametrul diuzei de 13,3 mm, **tabelul 5.3** prezintă caracteristica de debit  $Q=f(S)$  respectiv de forță  $f=f(S)$  rezultate din simularea numerică, pentru valori parametrice ale căderii  $H=15, 20, 25, 30, 35$  m, caracteristici reprezentate grafic în **figurile 5.43 ÷ 5.60**.

*Tabel 5.3*

*Caracteristicile de debit și de forță pentru diametru diuză 13,3 mm*

H	S	Q	Forța ac/stânga	Forța ac/dreapta	Forța ac/total	Forța diuză
m	mm	l/s	N	N	N	N
H=15 m	0	0,000	8,118	-1,775	6,343	85,858
	3	0,737	8,111	-2,568	5,542	87,513
	6	1,158	7,885	-3,883	4,001	85,242
	9	1,444	7,732	-5,535	2,197	84,251
	12	1,593	7,966	-7,305	0,661	84,364
	15	1,662	8,004	-8,348	-0,344	84,842
	18	1,720	7,787	-8,938	-1,150	85,005
H=20 m	0	0,000	16,46	-3,60	12,86	174,05
	3	1,053	16,44	-5,20	11,25	177,38
	6	1,652	15,99	-7,87	8,12	172,77
	9	2,057	15,68	-11,24	4,44	170,82
	12	2,269	16,15	-14,82	1,33	171,01
	15	2,369	16,23	-16,93	-0,70	171,98
	18	2,448	15,79	-18,12	-2,33	172,28
H=25 m	0	0,000	24,796	-5,421	19,375	262,249
	3	1,294	24,776	-7,838	16,938	267,251
	6	2,029	24,085	-11,871	12,215	260,301
	9	2,526	23,620	-16,930	6,690	257,351
	12	2,787	24,334	-22,329	2,005	257,656
	15	2,909	24,449	-25,512	-1,062	259,087
	18	3,009	23,794	-27,316	-3,522	259,664
H=30 m	0	0,000	33,14	-7,25	25,89	350,44
	3	1,496	33,11	-10,47	22,64	357,11
	6	2,347	32,19	-15,87	16,32	347,83
	9	2,919	31,57	-22,65	8,92	343,94
	12	3,218	32,52	-29,87	2,65	344,39
	15	3,363	32,68	-34,10	-1,42	346,26
	18	3,473	31,80	-36,51	-4,72	347,02
H=35 m	0	0,000	41,475	-9,068	32,407	438,640
	3	1,675	41,443	-13,111	28,332	446,976
	6	2,626	40,288	-19,907	20,381	435,368
	9	3,267	39,510	-28,352	11,158	430,473
	12	3,600	40,705	-37,374	3,330	431,033
	15	3,761	40,897	-42,683	-1,786	433,402
	18	3,886	39,791	-45,681	-5,890	434,232

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

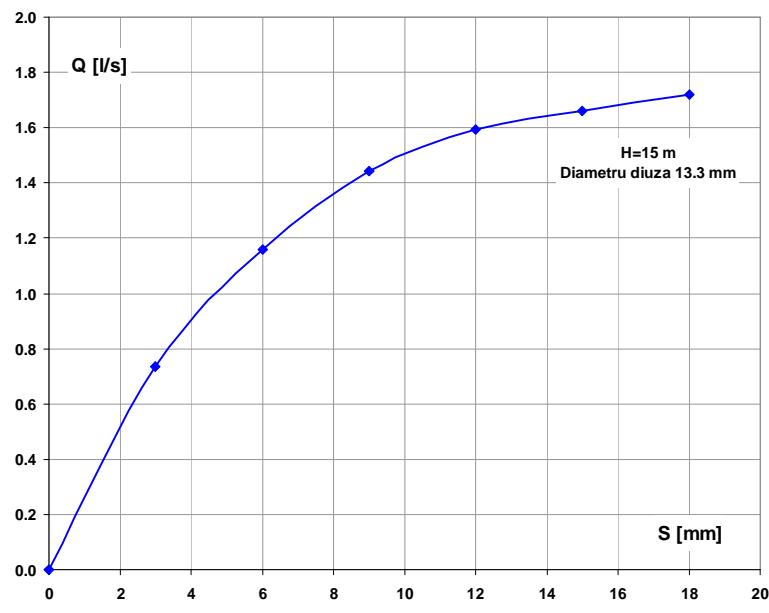


Fig. 5.43 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=15$  m

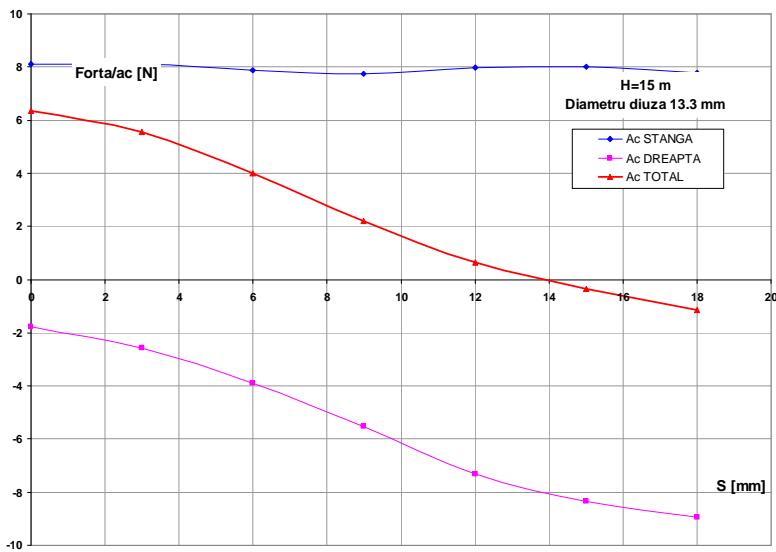


Fig. 5.44 Forțe pe injectorul  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=15$  m

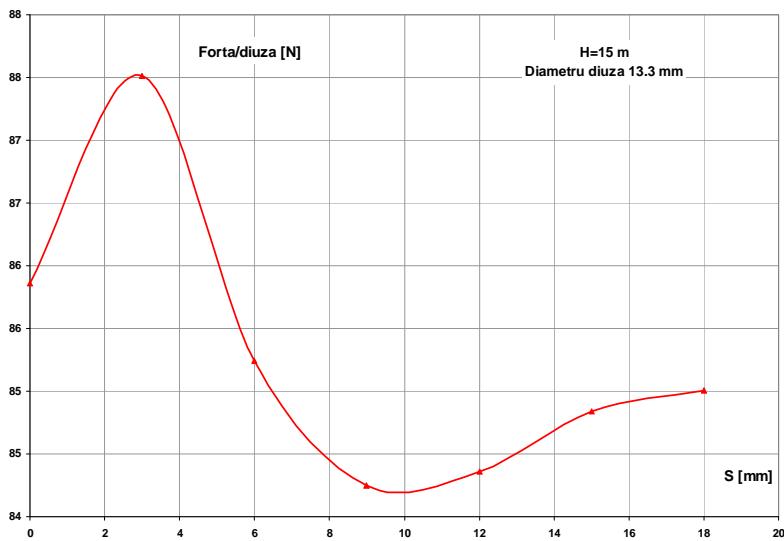


Fig. 5.45 Forțe pe diuză  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=15$  m

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

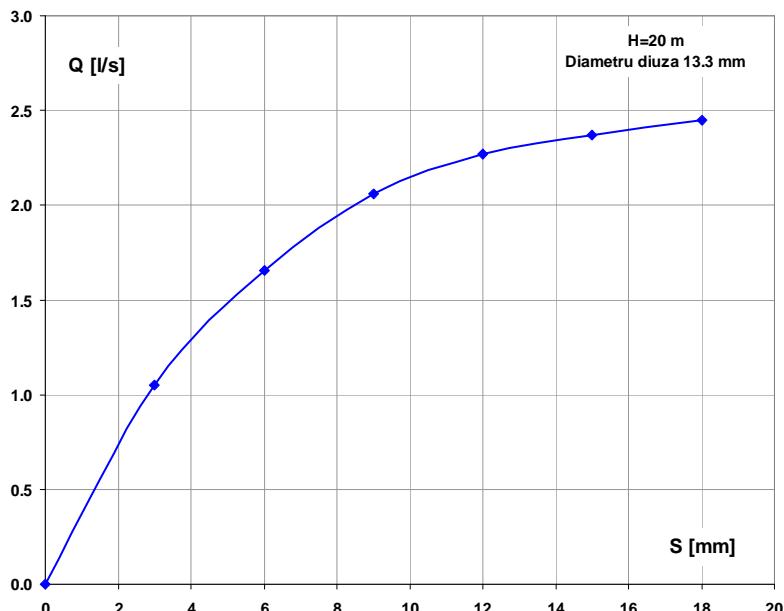


Fig. 5.46 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuza  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=20\text{ m}$

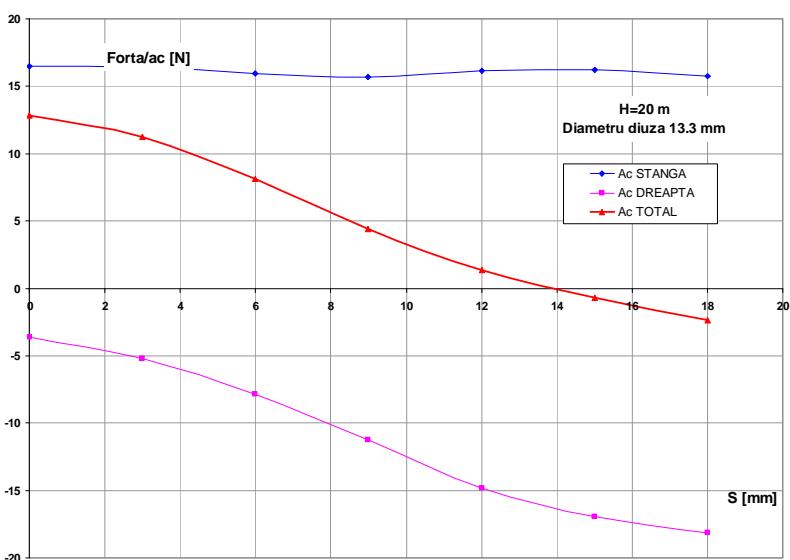


Fig. 5.47 Forțe pe injectorul  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=20\text{ m}$

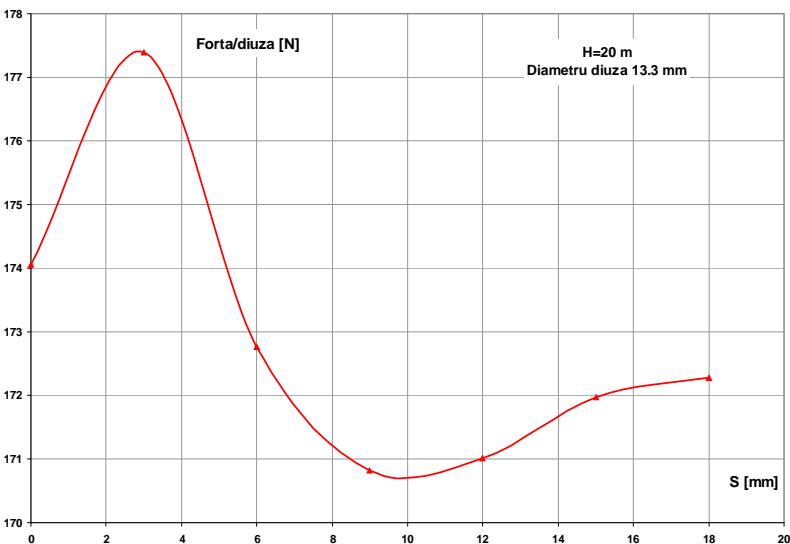


Fig. 5.48 Forțe pe diuza  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=20\text{ m}$

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*

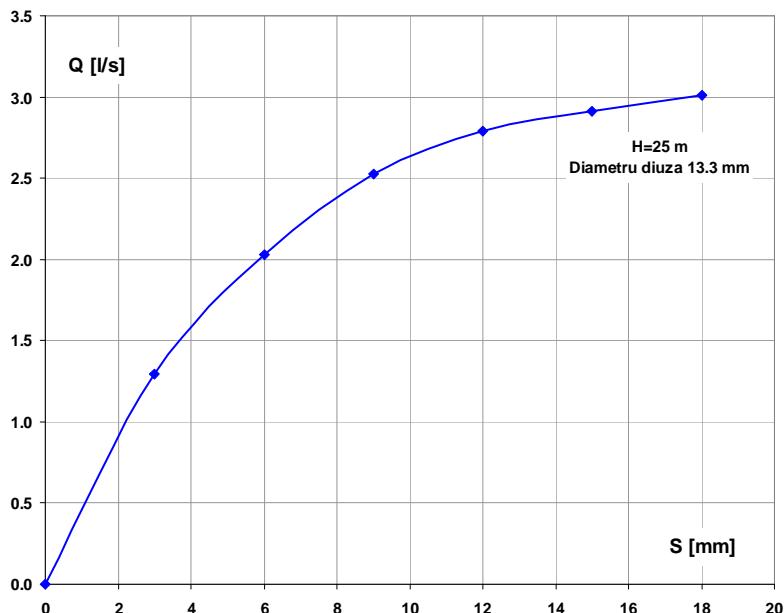


Fig. 5.49 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=25\text{ m}$

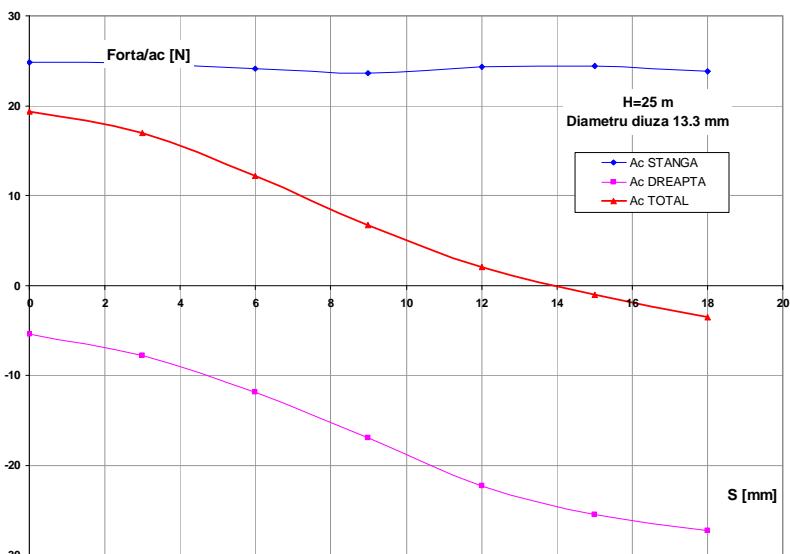


Fig. 5.50 Forțe pe injectorul  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=25\text{ m}$

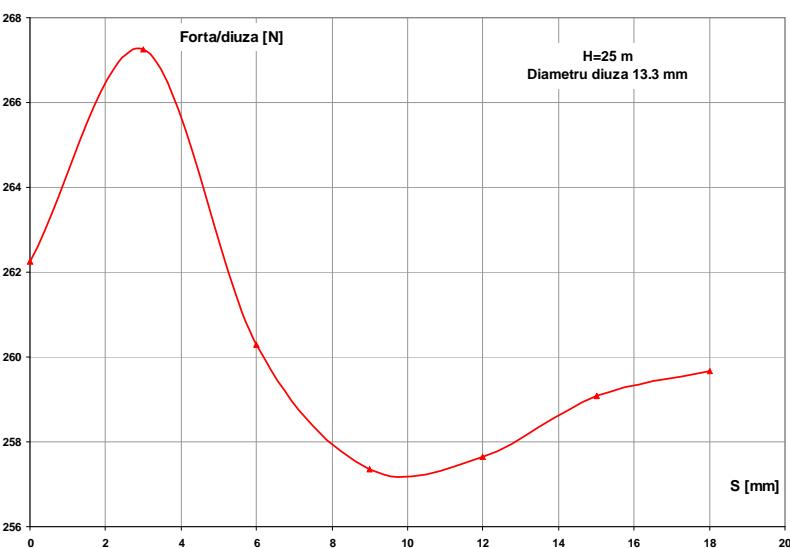


Fig. 5.51 Forțe pe diuză  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=25\text{ m}$

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*

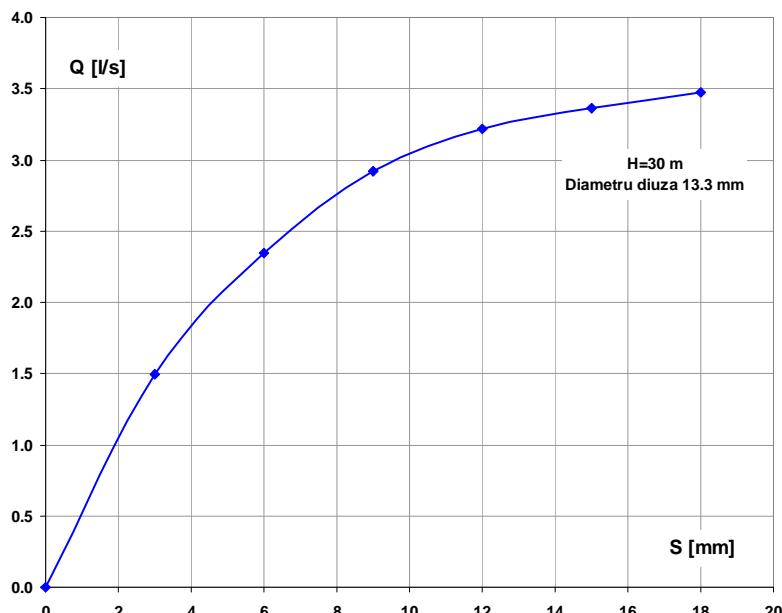


Fig. 5.52 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=30\text{ m}$

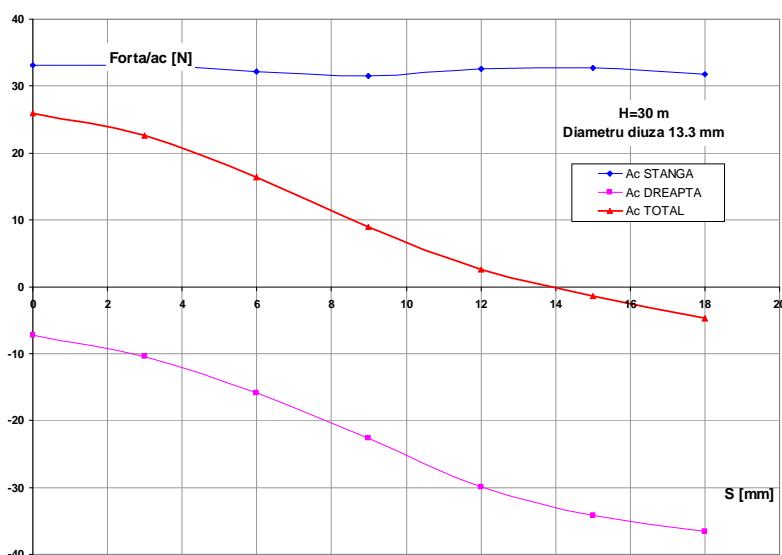


Fig. 5.53 Forțe pe injectorul  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=30\text{ m}$

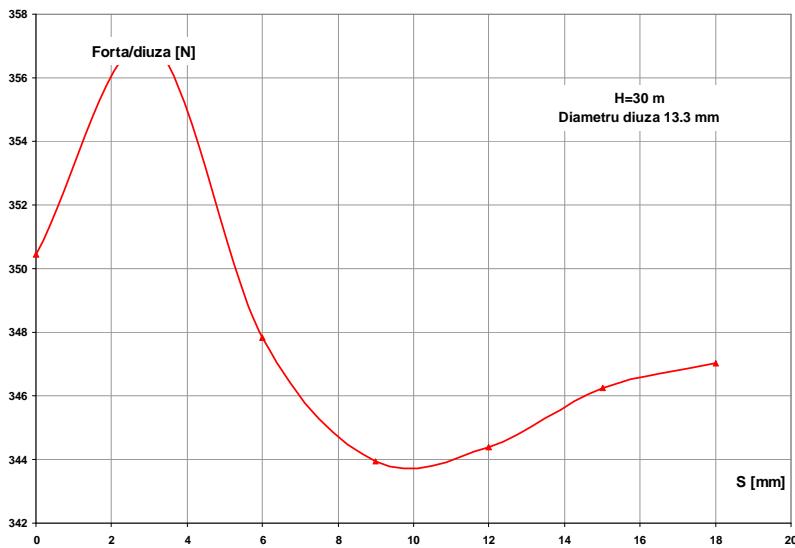


Fig. 5.54 Forțe pe diuză  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=30\text{ m}$

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

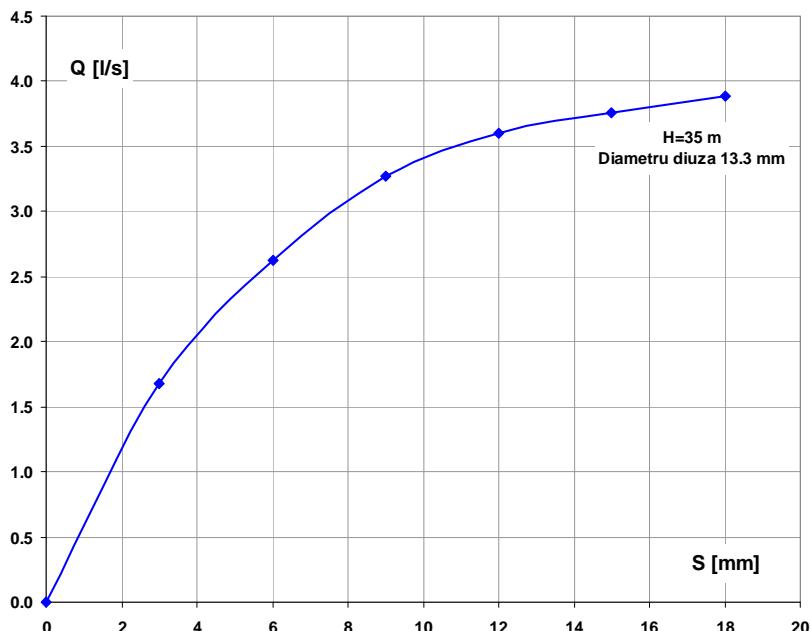


Fig. 5.55 Caracteristica de debit pentru injectorul cu diuza  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=35\text{ m}$

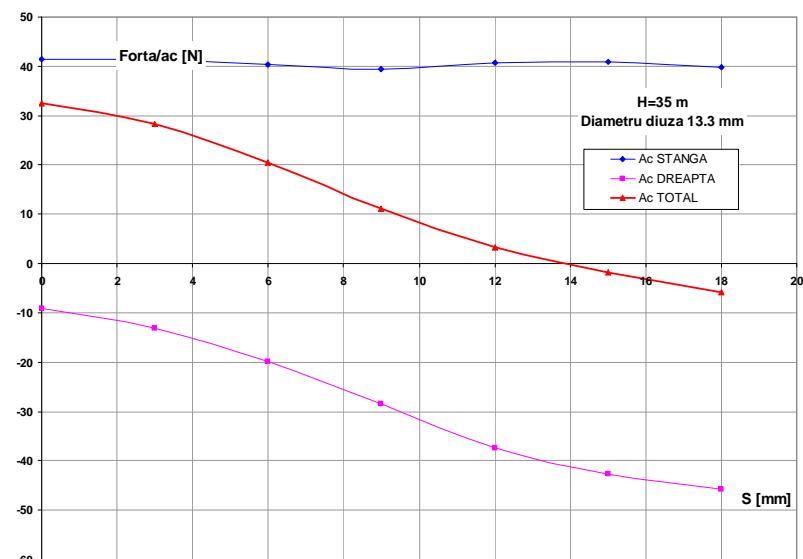


Fig. 5.56 Forțe pe injectorul  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=35\text{ m}$

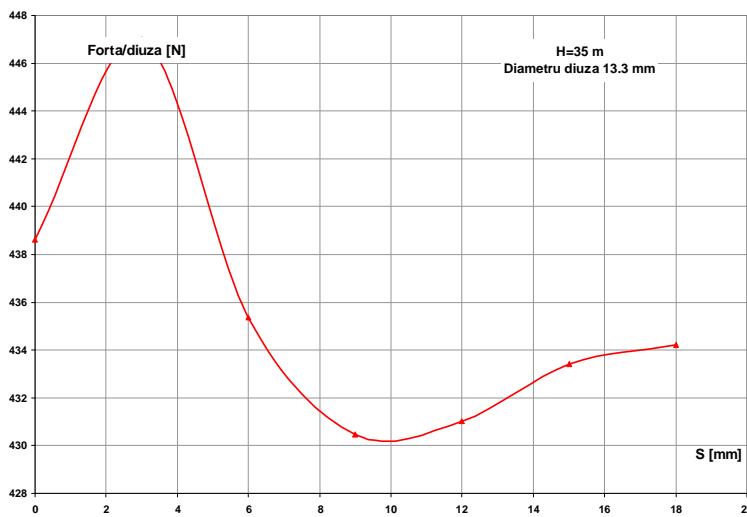


Fig. 5.57 Forțe pe diuza  $\Phi 13,3$  la căderea  $H=35\text{ m}$

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

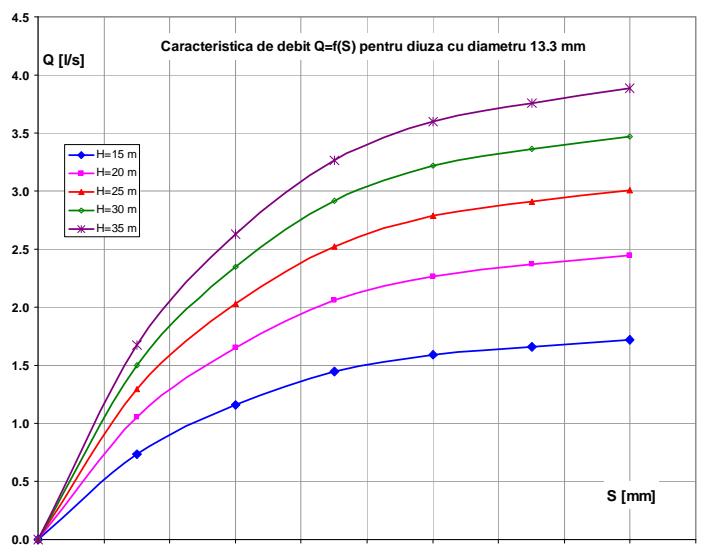


Fig. 5.58 Comparație caracteristica de debit pentru injectorul cu diuză  $\Phi 13,3$  la diferite căderi

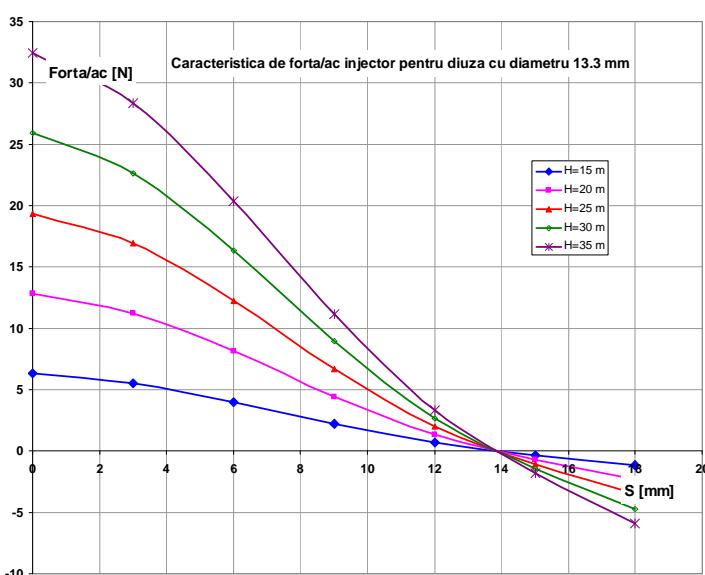


Fig. 5.59 Comparație forțe pe injectorul  $\Phi 13,3$  la diferite căderi

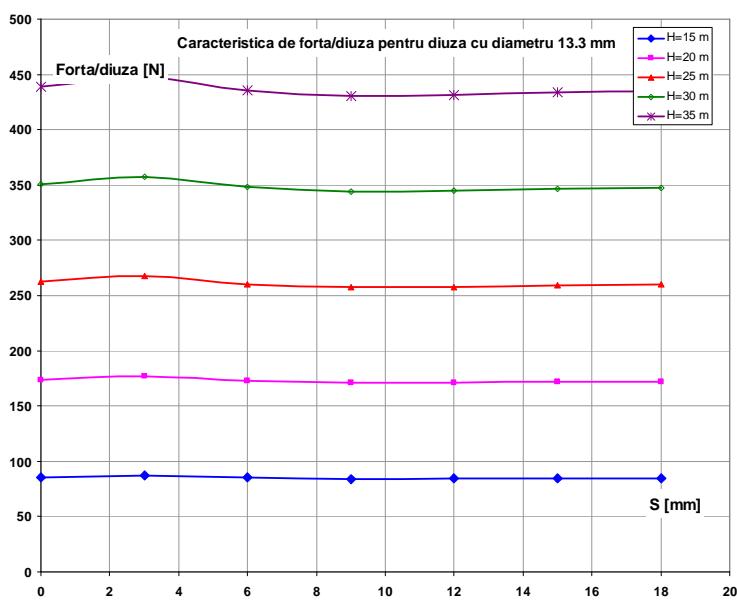


Fig. 5.60 Comparație forțe pe diuză  $\Phi 13,3$  la diferite căderi

## 5.6 Calcularea distribuției vitezei axiale și a presiunii pentru injectorul cu diametrul $\Phi 16,3$

Modificarea poziției acului injector în raport cu diuza va produce variația debitului, ceea ce va avea ca efect modificarea distribuției vitezei axiale și a presiunii de-a lungul jetului liber. Aceste distribuții se vor calcula prin modulul Flow Simulation integrat în SolidWorks, pentru diuza de  $\Phi 16,3$  mm, corespunzătoarelor curselor injectorului  $S=3, 6, 9, 12, 15, 18$  mm și pentru 4 poziții de-a lungul jetului liber, plasate după ieșirea din diuză la următoarele distanțe: 188, 208, 228, 251 mm, figura 5.61, unde poziția distanței 251 mm corespunde muchiei de intrare pe cupa Pelton.

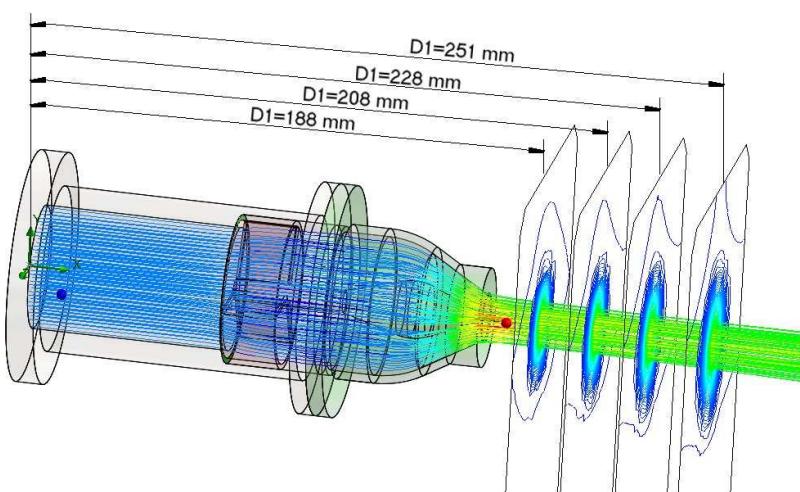


Fig. 5.61 Poziții de-a lungul jetului liber

Pentru fiecare dintre aceste poziții se vor prezenta tabelar și grafic valorile vitezei axiale și a presiunii preluate din simulare, pe înălțimea jetului, cuprinsă între -30 mm ÷ 20 mm, figura 5.62.

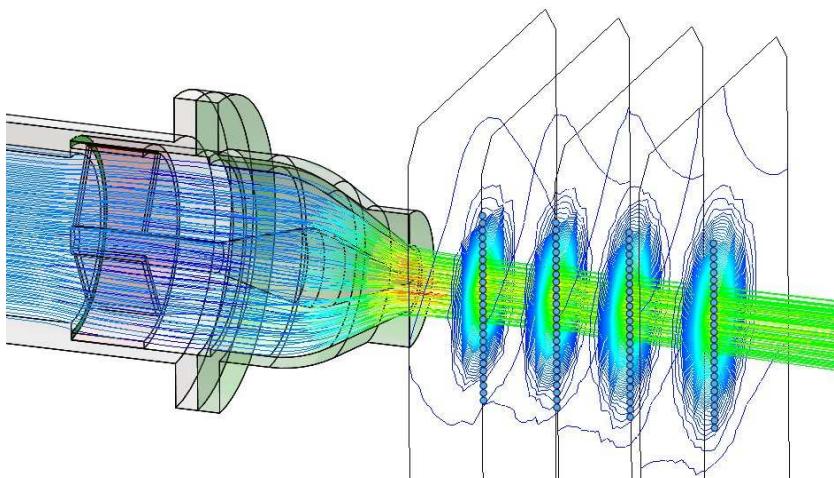


Fig. 5.62 Puncte pe înălțimea jetului liber

Tabelele 5.4 ÷ 5.7 și figurile 5.63 ÷ 5.74 prezintă numeric și grafic distribuția vitezei axiale  $V$  și a presiunii  $P$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la distanțele 188, 208, 228, 251 mm, corespunzătoarelor curselor injectorului  $S=3, 6, 9, 12, 15, 18$  mm.

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine  
de înaltă cădere și debite mici*

Tabel 5.4

*Distribuția vitezei axiale V și a presiunii P pe înălțimea jetului liber  
pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la distanța 188 mm*

Diuza $\Phi 16,3$ mm			S=3 mm		S=6 mm		S=9 mm		S=12 mm		S=15 mm		S=18 mm	
x	y	z	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P
mm	mm	mm	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa
188	20	0	0,52	101413	0,65	101730	1,26	103140	1,06	102401	1,05	102411	0,38	101508
188	18	0	0,59	101980	1,12	104594	1,95	106670	1,59	106196	1,59	106341	0,65	102312
188	16	0	0,98	104416	2,90	116873	3,84	120458	3,43	122004	3,48	122721	1,53	105695
188	14	0	1,64	107676	4,71	129152	5,74	134246	5,33	137812	5,42	139101	2,42	109078
188	12	0	3,31	116054	6,53	141431	7,63	148035	7,24	153619	7,38	155481	3,31	112461
188	10	0	5,03	124785	8,38	154292	9,58	162916	9,18	169836	9,36	172307	4,21	115926
188	8	0	7,20	140047	10,82	177949	12,39	198069	11,33	193635	11,57	197401	5,20	120916
188	6	0	9,36	155310	13,26	201606	15,21	233222	13,48	217435	13,79	222496	6,19	125905
188	4	0	10,57	166835	14,76	220429	17,10	261724	15,63	241234	16,01	247590	7,18	130895
188	2	0	11,75	178219	16,22	239070	18,95	289976	17,78	265033	18,22	272684	8,17	135884
188	0	0	11,87	179696	16,19	239632	18,77	287390	17,01	256221	17,61	264785	7,87	134147
188	-2	0	11,84	179773	15,95	237638	18,30	280445	15,84	242798	16,60	252221	7,39	131460
188	-4	0	11,10	172081	14,54	221139	16,60	257036	14,66	229376	15,59	239656	6,91	128772
188	-6	0	10,16	162307	12,81	200752	14,56	229214	13,48	215953	14,58	227092	6,43	126085
188	-8	0	8,77	150998	10,77	180277	12,16	202503	11,49	195065	12,65	205600	5,54	121753
188	-10	0	7,18	139034	8,59	159764	9,61	176266	9,16	170995	10,33	180301	4,49	116720
188	-12	0	5,60	127071	6,41	139252	7,05	150029	6,83	146924	8,01	155002	3,44	111687
188	-14	0	4,03	115108	4,23	118741	4,50	123794	4,49	122854	5,69	129704	2,38	106655
188	-16	0	2,94	108474	2,86	108092	2,89	110103	2,99	110182	4,08	115696	1,67	103903
188	-18	0	2,27	106637	2,21	106325	2,12	107710	2,23	107775	3,11	111858	1,25	103206
188	-20	0	1,60	104801	1,55	104558	1,36	105317	1,48	105369	2,14	108020	0,84	102510
188	-22	0	0,96	102965	0,90	102791	0,60	102924	0,74	102962	1,17	104182	0,42	101813
188	-24	0	0,54	101735	0,46	101617	0,18	101368	0,32	101395	0,50	101660	0,14	101358
188	-26	0	0,42	101625	0,34	101538	0,19	101359	0,29	101380	0,36	101570	0,10	101349
188	-28	0	0,32	101515	0,23	101460	0,19	101349	0,27	101365	0,23	101480	0,06	101341
188	-30	0	0,23	101404	0,12	101381	0,21	101340	0,27	101350	0,12	101390	0,03	101332

Tabel 5.5

*Distribuția vitezei axiale V și a presiunii P pe înălțimea jetului liber  
pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la distanța 208 mm*

Diuza $\Phi 16,3$ mm			S=3 mm		S=6 mm		S=9 mm		S=12 mm		S=15 mm		S=18 mm	
x	y	z	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P
mm	mm	mm	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa
208	20	0	0,36	101518	1,60	104232	2,33	107155	2,06	105863	2,02	105457	0,77	101899
208	18	0	0,66	102520	2,28	107076	3,20	111303	2,91	110349	2,85	109883	1,11	102732
208	16	0	1,67	106766	3,77	116761	4,88	123854	4,79	125670	4,73	125366	1,94	105855
208	14	0	2,68	111012	5,27	126446	6,56	136406	6,66	140990	6,60	140849	2,78	108978
208	12	0	3,69	115257	6,77	136131	8,25	148957	8,54	156311	8,47	156332	3,62	112101
208	10	0	4,72	119734	8,26	146001	9,92	161712	10,41	171873	10,35	172154	4,46	115296
208	8	0	6,06	128504	9,65	159298	11,37	178242	12,10	191914	12,17	194271	5,32	119812
208	6	0	7,40	137273	11,04	172595	12,83	194771	13,80	211955	14,00	216389	6,18	124329
208	4	0	8,74	146042	12,43	185892	14,29	211301	15,49	231996	15,83	238506	7,04	128845
208	2	0	10,08	154811	13,82	199189	15,74	227831	17,19	252037	17,65	260623	7,90	133362
208	0	0	10,04	154378	13,36	194663	15,22	222033	16,53	244139	17,15	254110	7,64	131886
208	-2	0	9,81	152643	12,63	187618	14,42	213078	15,53	232292	16,31	243550	7,22	129563
208	-4	0	9,58	150909	11,91	180572	13,62	204124	14,53	220444	15,47	232989	6,80	127240
208	-6	0	9,35	149175	11,19	173527	12,82	195169	13,53	208597	14,63	222429	6,38	124917
208	-8	0	8,48	142782	9,86	161689	11,25	179831	11,77	190160	12,93	203197	5,59	120980
208	-10	0	7,34	134403	8,28	147808	9,36	161772	9,67	168915	10,88	180270	4,65	116355
208	-12	0	6,21	126025	6,69	133928	7,46	143713	7,58	147670	8,82	157343	3,70	111730
208	-14	0	5,08	117646	5,11	120048	5,57	125654	5,48	126425	6,76	134416	2,76	107105
208	-16	0	4,19	112376	3,98	112088	4,19	115196	4,01	114526	5,24	120957	2,09	104492
208	-18	0	3,50	109904	3,25	109461	3,27	111584	3,10	111043	4,19	116027	1,66	103689
208	-20	0	2,82	107432	2,53	106833	2,34	107972	2,19	107560	3,14	111096	1,23	102887
208	-22	0	2,14	104961	1,80	104206	1,42	104360	1,29	104078	2,09	106166	0,80	102084
208	-24	0	1,60	103202	1,25	102409	0,76	101958	0,65	101776	1,30	102831	0,49	101544
208	-26	0	1,31	102761	1,01	102146	0,57	101792	0,50	101658	1,01	102444	0,37	101488
208	-28	0	1,02	102320	0,77	101882	0,39	101627	0,35	101539	0,71	102057	0,26	101432
208	-30	0	0,75	101879	0,53	101619	0,21	101462	0,21	101420	0,41	101670	0,15	101376

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine  
de înaltă cădere și debite mici*

*Tabel 5.6*

*Distribuția vitezei axiale V și a presiunii P pe înălțimea jetului liber  
pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la distanța 228 mm*

Diuza $\Phi 16,3$ mm			S=3 mm		S=6 mm		S=9 mm		S=12 mm		S=15 mm		S=18 mm	
x	y	z	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P
mm	mm	mm	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa
228	20	0	0,61	101696	2,82	108418	3,54	112016	3,14	110151	3,04	109296	1,14	102404
228	18	0	0,93	102644	3,65	111957	4,52	116902	4,12	115317	3,98	114240	1,51	103276
228	16	0	1,86	106475	4,99	120731	6,01	128273	5,85	129597	5,70	128437	2,28	106100
228	14	0	2,80	110305	6,33	129505	7,51	139643	7,57	143877	7,41	142635	3,05	108924
228	12	0	3,74	114135	7,68	138279	9,01	151014	9,30	158157	9,12	156832	3,82	111748
228	10	0	4,69	118164	9,00	147118	10,48	162450	11,00	172546	10,83	171248	4,59	114633
228	8	0	5,90	125875	10,00	157171	11,57	175110	12,36	188950	12,32	189705	5,33	118650
228	6	0	7,10	133586	11,01	167225	12,66	187770	13,71	205354	13,82	208162	6,08	122668
228	4	0	8,31	141298	12,01	177278	13,75	200430	15,06	221758	15,31	226619	6,83	126685
228	2	0	9,52	149009	13,02	187331	14,85	213089	16,42	238162	16,81	245076	7,58	130703
228	0	0	9,59	149392	12,66	183818	14,45	208630	15,86	231438	16,42	240135	7,37	129568
228	-2	0	9,50	148739	12,11	178387	13,84	201750	15,03	221445	15,77	231885	7,03	127705
228	-4	0	9,40	148086	11,55	172956	13,23	194871	14,20	211451	15,12	223636	6,69	125842
228	-6	0	9,31	147433	11,00	167525	12,62	187991	13,37	201458	14,47	215387	6,35	123978
228	-8	0	8,63	142317	9,90	157828	11,34	175337	11,84	185476	13,02	198945	5,66	120475
228	-10	0	7,68	135300	8,56	146314	9,76	160222	10,01	166942	11,22	179011	4,81	116273
228	-12	0	6,75	128282	7,23	134800	8,19	145107	8,17	148408	9,42	159077	3,96	112071
228	-14	0	5,81	121265	5,90	123286	6,61	129992	6,34	129874	7,63	139143	3,11	107869
228	-16	0	5,01	116346	4,86	116072	5,34	120410	4,96	118801	6,19	126540	2,47	105369
228	-18	0	4,32	113316	4,08	112731	4,35	115811	3,98	114450	5,08	120541	2,03	104402
228	-20	0	3,64	110287	3,30	109390	3,35	111213	3,00	110098	3,96	114542	1,58	103434
228	-22	0	2,96	107258	2,52	106049	2,35	106614	2,01	105747	2,85	108543	1,14	102467
228	-24	0	2,40	105020	1,90	103688	1,58	103441	1,28	102792	1,98	104382	0,79	101798
228	-26	0	2,05	104244	1,57	103140	1,23	102902	0,99	102417	1,56	103617	0,63	101680
228	-28	0	1,70	103467	1,23	102592	0,87	102363	0,71	102043	1,14	102853	0,46	101563
228	-30	0	1,36	102691	0,90	102044	0,53	101824	0,44	101668	0,72	102088	0,30	101446

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine  
de înaltă cădere și debite mici*

Tabel 5.7

*Distribuția vitezei axiale V și a presiunii P pe înălțimea jetului liber  
pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la distanța 251 mm*

Diuza $\Phi 16,3$ mm			S=3 mm		S=6 mm		S=9 mm		S=12 mm		S=15 mm		S=18 mm	
x	y	z	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P	V	P
mm	mm	mm	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa	m/s	Pa
251	20	0	0,91	102062	3,90	112052	4,64	116344	4,27	114764	4,03	113210	1,50	102975
251	18	0	1,26	102988	4,75	115908	5,62	121517	5,28	120348	5,00	118434	1,89	103862
251	16	0	2,12	106369	5,85	123437	6,85	131214	6,76	132836	6,48	130787	2,56	106298
251	14	0	2,98	109750	6,95	130966	8,09	140912	8,24	145323	7,96	143140	3,24	108734
251	12	0	3,83	113131	8,06	138495	9,32	150609	9,72	157811	9,44	155493	3,91	111170
251	10	0	4,70	116671	9,14	146009	10,53	160280	11,18	170305	10,91	167962	4,58	113654
251	8	0	5,74	123162	9,87	153250	11,34	169460	12,22	182920	12,11	182571	5,21	117025
251	6	0	6,78	129653	10,60	160491	12,14	178639	13,27	195536	13,30	197180	5,84	120396
251	4	0	7,82	136143	11,33	167733	12,95	187819	14,31	208152	14,49	211790	6,48	123767
251	2	0	8,86	142634	12,06	174974	13,76	196998	15,35	220767	15,69	226399	7,11	127138
251	0	0	9,01	143586	11,79	172365	13,46	193745	14,90	215433	15,42	223039	6,97	126386
251	-2	0	9,02	143755	11,38	168363	13,01	188735	14,24	207561	14,95	217139	6,72	125051
251	-4	0	9,04	143925	10,96	164361	12,56	183724	13,57	199689	14,48	211239	6,47	123717
251	-6	0	9,05	144094	10,55	160359	12,11	178714	12,91	191817	14,01	205339	6,23	122382
251	-8	0	8,54	140303	9,67	152776	11,09	168807	11,64	178679	12,82	192047	5,63	119448
251	-10	0	7,79	134824	8,59	143666	9,82	156813	10,11	163297	11,32	175604	4,89	115832
251	-12	0	7,05	129345	7,52	134556	8,55	144819	8,58	147915	9,82	159162	4,15	112216
251	-14	0	6,31	123866	6,44	125446	7,29	132825	7,06	132532	8,32	142719	3,41	108600
251	-16	0	5,62	119570	5,53	119198	6,18	124483	5,82	122679	7,03	131446	2,82	106295
251	-18	0	4,97	116340	4,77	115527	5,22	119429	4,84	117805	5,93	124831	2,36	105171
251	-20	0	4,32	113111	4,00	111856	4,25	114375	3,86	112932	4,83	118215	1,90	104047
251	-22	0	3,67	109881	3,24	108185	3,29	109321	2,88	108059	3,73	111599	1,44	102922
251	-24	0	3,11	107387	2,60	105485	2,49	105675	2,10	104613	2,82	106845	1,07	102126
251	-26	0	2,74	106253	2,19	104578	2,00	104632	1,67	103807	2,28	105531	0,87	101935
251	-28	0	2,36	105119	1,79	103672	1,52	103588	1,25	103001	1,74	104217	0,66	101744
251	-30	0	1,98	103986	1,38	102765	1,04	102545	0,83	102195	1,21	102903	0,46	101553

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

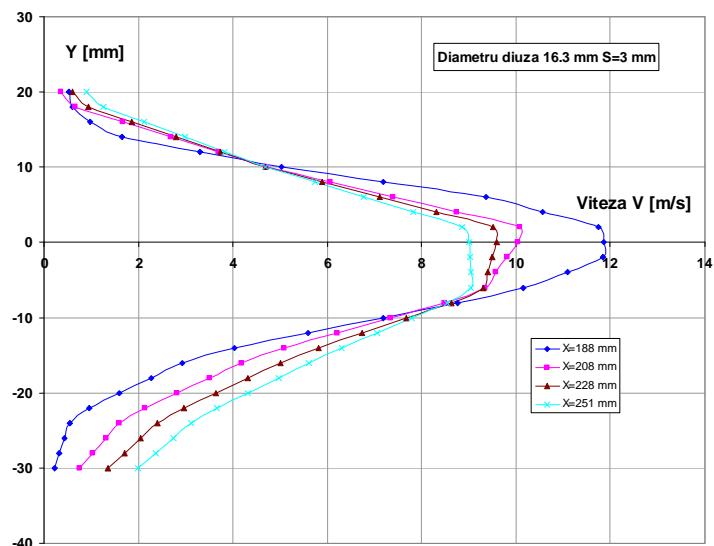


Fig. 5.63 Distribuția vitezei axiale  $V$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=3$  mm

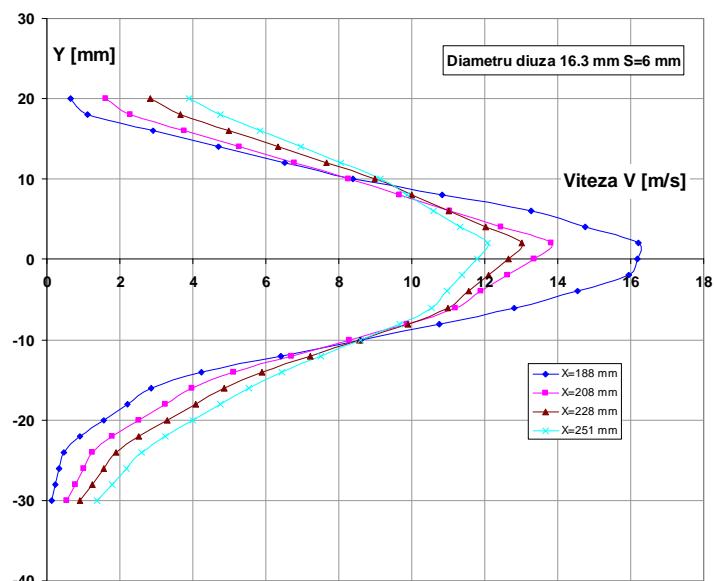


Fig. 5.64 Distribuția vitezei axiale  $V$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=6$  mm

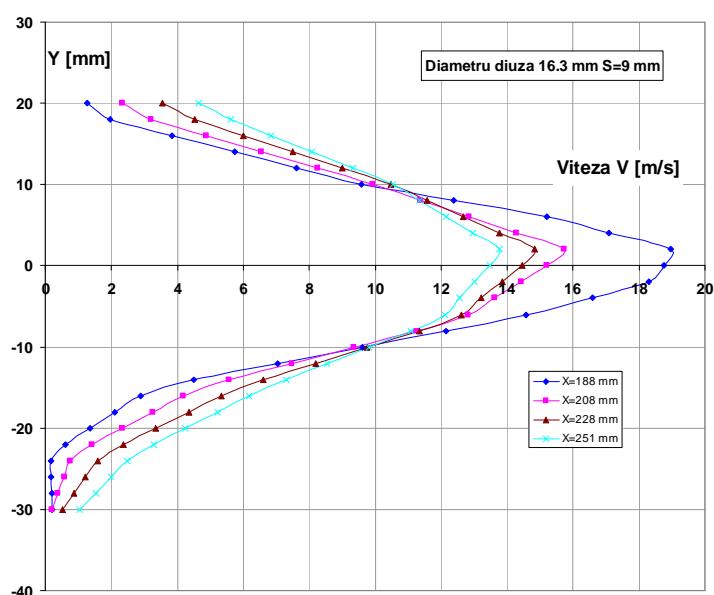


Fig. 5.65 Distribuția vitezei axiale  $V$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=9$  mm

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

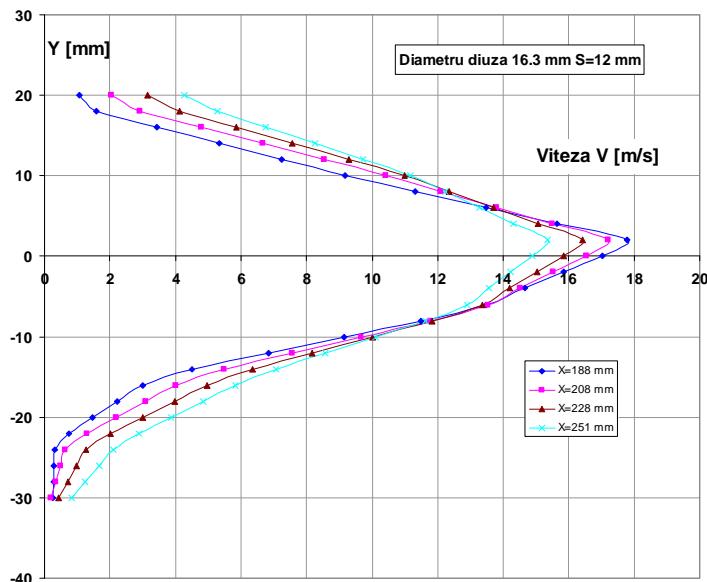


Fig. 5.66 Distribuția vitezei axiale  $V$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=12$  mm

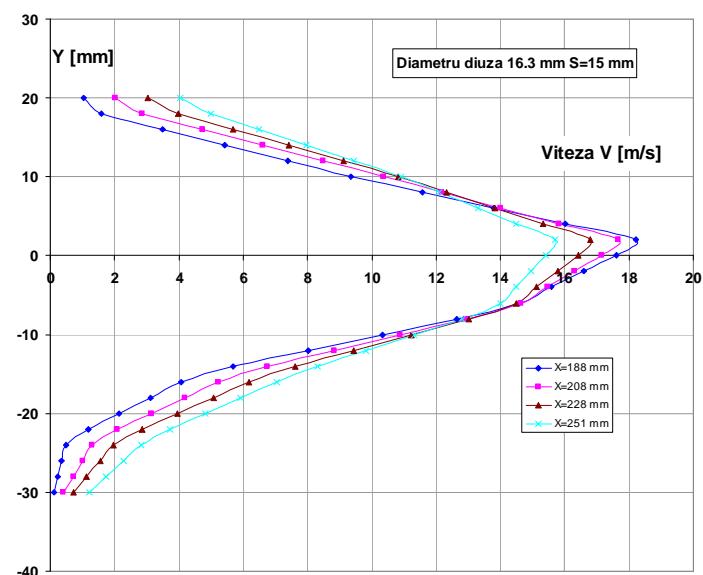


Fig. 5.67 Distribuția vitezei axiale  $V$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=15$  mm

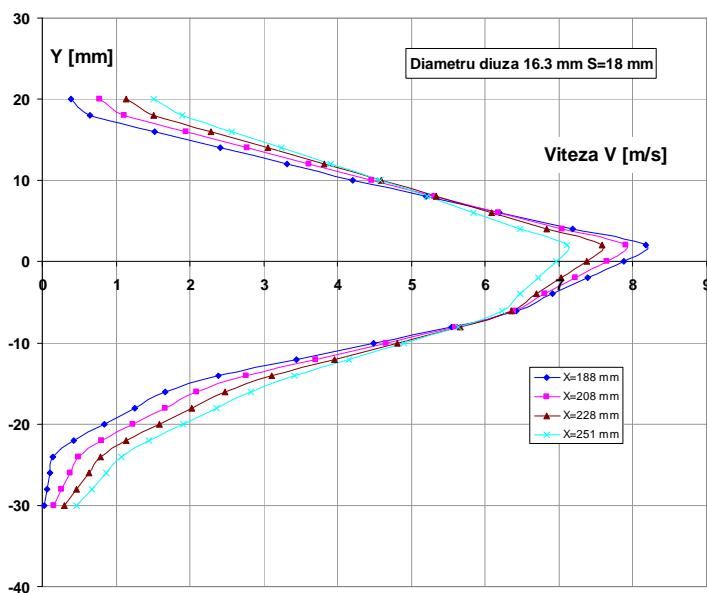
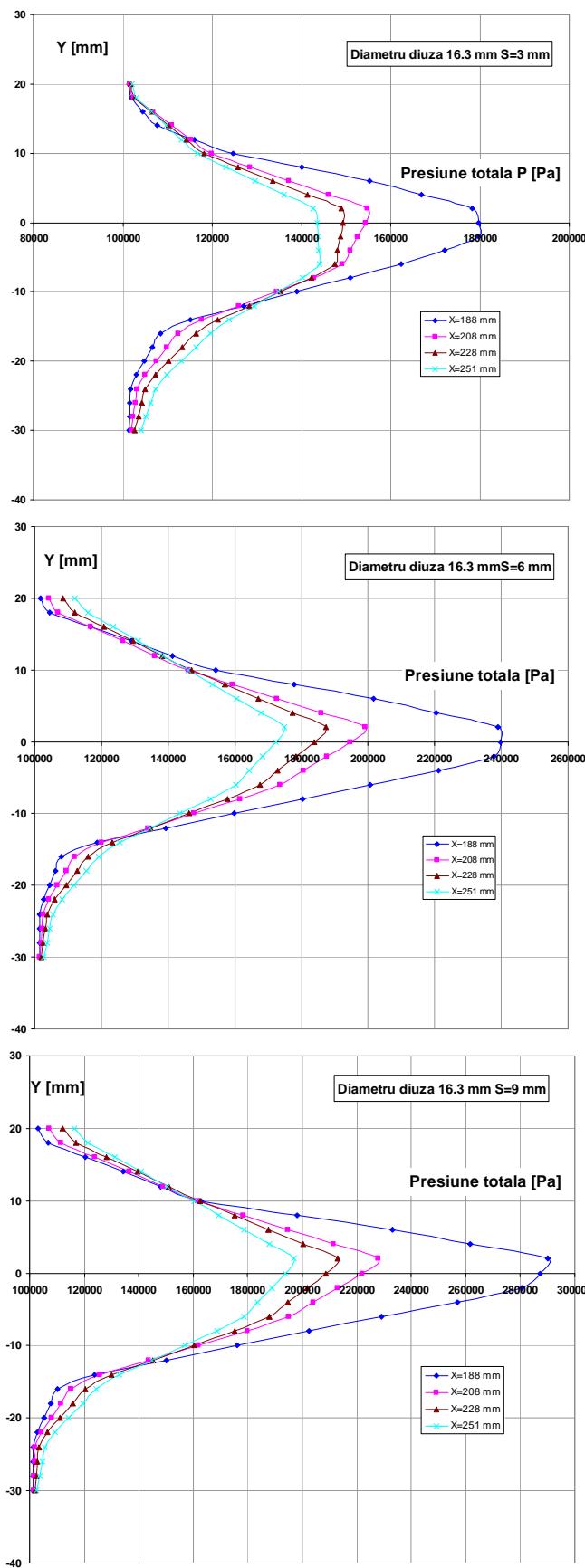


Fig. 5.68 Distribuția vitezei axiale  $V$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=18$  mm

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici



*Fig. 5.69 Distribuția presiunii totale  $P$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=3$  mm*

*Fig. 5.70 Distribuția presiunii totale  $P$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=6$  mm*

*Fig. 5.71 Distribuția presiunii totale  $P$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=9$  mm*

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

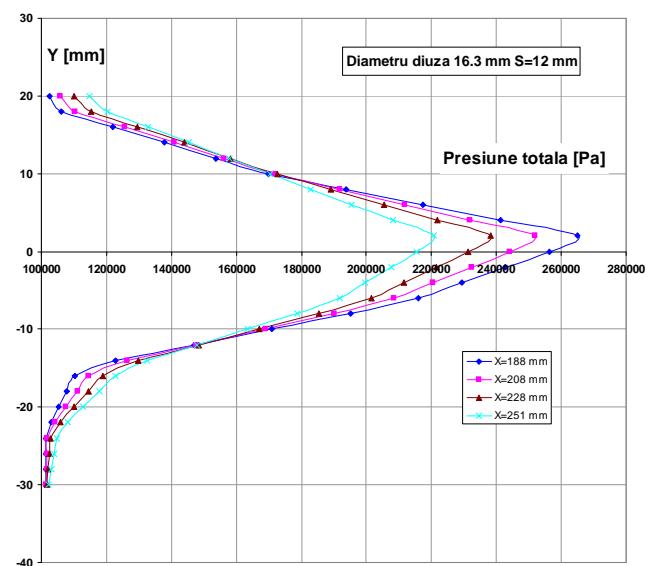


Fig. 5.72 Distribuția presiunii totale  $P$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=12$  mm

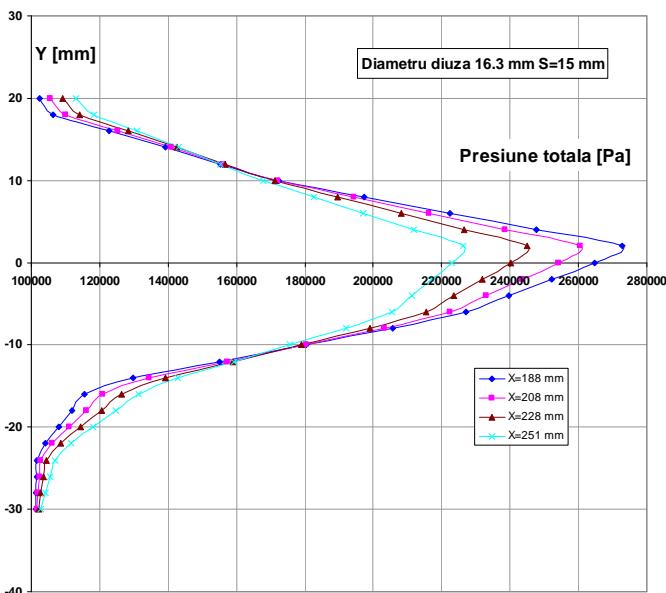


Fig. 5.73 Distribuția presiunii totale  $P$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=15$  mm

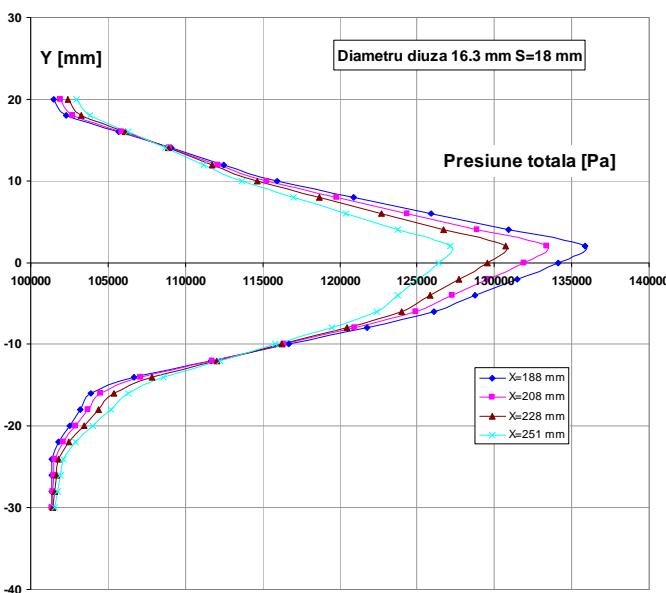


Fig. 5.74 Distribuția presiunii totale  $P$  pe înălțimea jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la cursa injectorului  $S=18$  mm

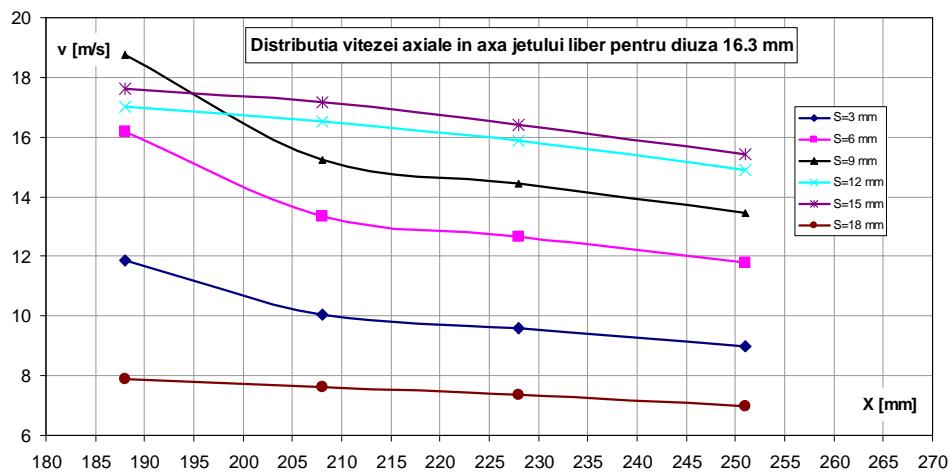
## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

În tabelul 5.6 respectiv figurile 5.75 și 5.76 se prezintă numeric și grafic distribuția vitezei axiale și a presiunii în axa jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm la  $S=3, 6, 9, 12, 15, 18$  mm.

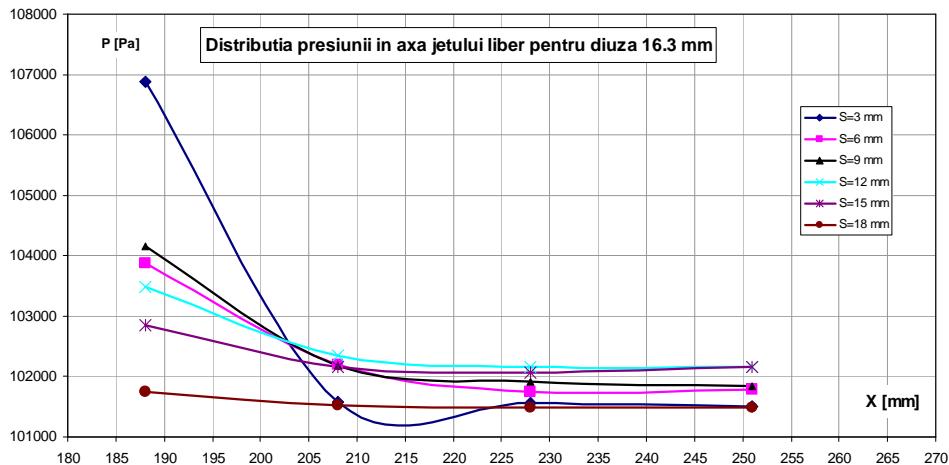
*Tabel 5.8*

### Distribuția vitezei axiale și a presiunii în axa jetului liber pentru diuza $\Phi 16,3$ la $S=3, 6, 9, 12, 15, 18$ mm

			<b>S=3 mm</b>		<b>S=6 mm</b>		<b>S=9 mm</b>	
x [m]	y [m]	z [m]	Presiune [Pa]	Viteză [m/s]	Presiune [Pa]	Viteză [m/s]	Presiune [Pa]	Viteză [m/s]
188	0	0	106887	11,87	103881	16,19	104146	18,77
208	0	0	101583	10,04	102203	13,36	102170	15,22
228	0	0	101568	9,59	101753	12,66	101915	14,45
251	0	0	101508	9,01	101786	11,79	101834	13,46
			<b>S=12 mm</b>		<b>S=15 mm</b>		<b>S=18 mm</b>	
x [m]	y [m]	z [m]	Presiune [Pa]	Viteză [m/s]	Presiune [Pa]	Viteză [m/s]	Presiune [Pa]	Viteză [m/s]
188	0	0	103485	17,01	102846	17,61	101753	7,87
208	0	0	102349	16,53	102160	17,15	101531	7,64
228	0	0	102153	15,86	102058	16,42	101495	7,37
251	0	0	102166	14,90	102152	15,42	101486	6,97



*Fig. 5.75 Distribuția vitezei axiale în axa jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  la  $S=3, 6, 9, 12, 15, 18$  mm*



*Fig. 5.76 Distribuția presiunii în axa jetului liber pentru diuza  $\Phi 16,3$  la  $S=3, 6, 9, 12, 15, 18$  mm*

### 5.7 Calculul de rezistență a cupei rotorului Pelton

În acest paragraf, ne punem problema verificării rezistenței cupei Pelton, având în vedere că rotorul Pelton este creat prin prototipare rapidă. Rotorul V1 a fost creat din materialul VeroWhitePlus FullCure 835, iar rotorul V2 din VeroBlue FullCure 840, cu proprietățile din **tabelul 6.2** respectiv **tabelul 6.3**. În aceste tabele, nu se specifică limita de curgere, ci numai valoarea rezistenței la întindere, cuprinsă între  $50 \div 60$  MPa. Calculul de rezistență se va realiza, utilizând modulul Simulation integrat în SolidWorks, numai pentru cupa propriu-zisă, care este mai solicitată decât discul pe care sunt dispuse paletele. Asupra cupei acționează două tipuri de încărcări: forța datorată curentului jetului, respectiv forța centrifugă. Situația cea mai defavorabilă este aceea în care, din diverse motive, rotorul este blocat, iar jetul continuă să atace cupa rotorului; în acest caz viteza tangențială este nulă, iar viteza relativă  $W$  este identică cu viteza absolută  $V$ , expresia forței curentului fiind [2]:

$$F = \rho \cdot Q \cdot V \cdot (1 - \cos(\theta_2)) \quad (5.1)$$

În **relația 5.1**, unghiul  $\theta_2$  este unghiul de la ieșirea din cupă; admitând cazul teoretic cel mai defavorabil unde  $\theta_2 = 180^\circ$ , **relația 5.1** devine:

$$F = 2 \cdot \rho \cdot Q \cdot V \quad (5.2)$$

În **relația 5.2**, viteza  $V$  este viteza jetului la întâlnirea muchiei de intrare a cupei, care corespunde distanței  $X=251$  mm;  $Q$  este debitul, iar  $\rho \approx 1000 \text{ kg/m}^3$  este densitatea apei.

Valorile vitezelor le vom prelua din **tabelul 5.8** pentru diuza  $\Phi 16,3$  mm, calculate în axa jetului liber; valoarea vitezei  $V$  este 15,42 m/s, care corespunde cursei  $S=15$  mm, pentru distanță  $X=251$  mm; pentru calculul debitului vom considera viteza 17,61 m/s din apropierea diuzei, adică la cursa  $S=3$  mm, considerând că pe distanță de 3 mm viteza nu scade substanțial.

$$Q = S \cdot V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot V = \frac{\pi \cdot 0,0163^2}{4} \cdot 17,61 = 0,00367472 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5.3)$$

$$F = 2 \cdot 1000 \cdot 0,00367472 \cdot 15,42 = 113,3 \text{ N} \quad (5.4)$$

Cupa se va fixa pe suprafața de conexiune cu discul, iar forța  $F=113,3$  N se va aplica pe normal pe cupa Pelton într-o zonă circulară egală cu diametrul diuzei  $\Phi 16,3$  mm. Pentru aceasta pe suprafața interioară a cupei se va crea o regiune egală cu diametrul diuzei, prin proiecția cercului  $\Phi 16,3$  mm pe această suprafață, **figura 5.77**. Proprietățile materialului utilizat la prototipare rapidă, VeroWhite, sunt prezentate în **figura 5.78**. Discretizarea cupei în 110913 elemente finite este prezentată în **figura 5.79**, iar fixarea și încărcarea în **figura 5.80**. Distribuția tensiunilor von Mises și a deplasărilor în cupa Pelton sunt prezentate în **figurile 5.81** respectiv **5.82**.

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

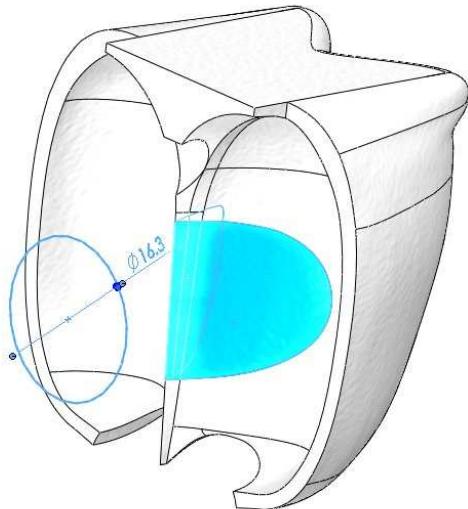


Fig. 5.77 Proiecția jetului  $\Phi 16,3$  mm pe suprafața interioară a cupei

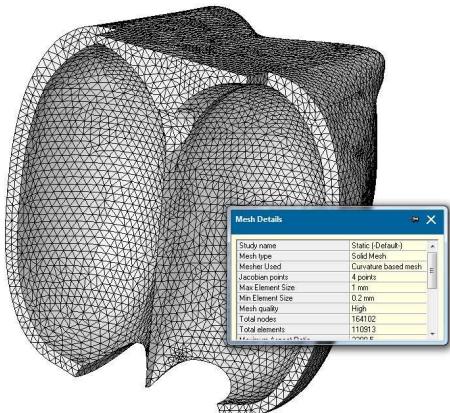


Fig. 5.79 Discretizarea cupei Pelton

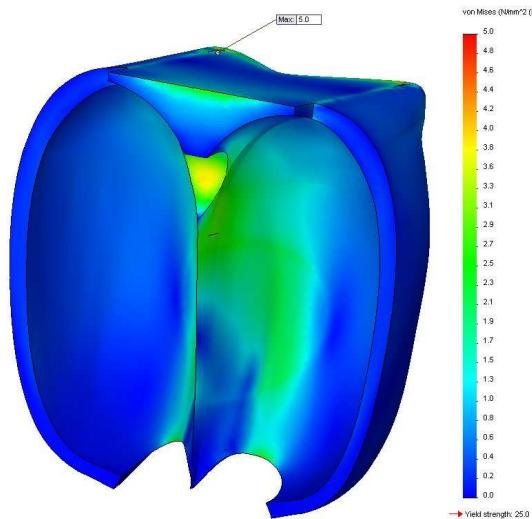


Fig. 5.81 Distribuția tensiunilor von Mises în cupa Pelton;  $\sigma_{max}=5$  MPa

Proprietate	Valoare	U/M
Modul de elasticitate	2000000000	N/m <sup>2</sup>
Coeficientul lui Poisson	0.394	-
Modul de forfecare	318900000	N/m <sup>2</sup>
Densitate	1200	Kg/m <sup>3</sup>
Rezistență la rupere	50000000	N/m <sup>2</sup>
Rezistență la compresiune	-	N/m <sup>2</sup>
Limita de curgere	25000000	N/m <sup>2</sup>

Fig. 5.78 Caracteristici material VeroWhite

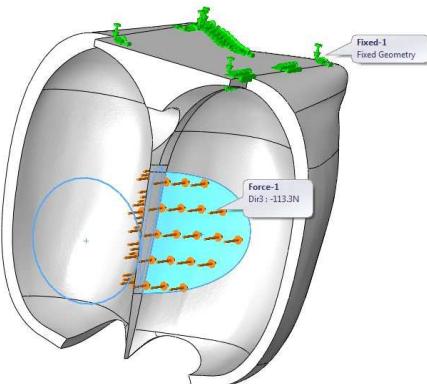


Fig. 5.80 Fixarea și încărcarea cupei Pelton

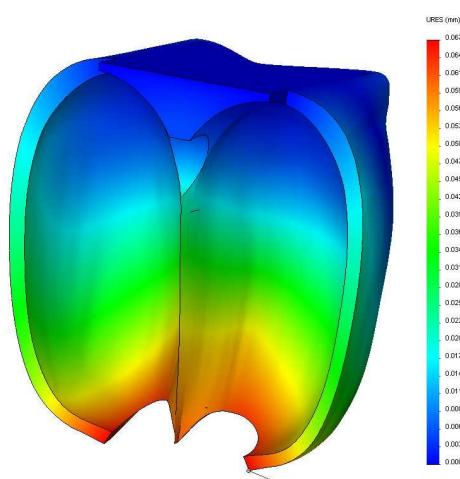


Fig. 5.82 Distribuția deplasărilor în cupa Pelton;  $\delta_{max}=0.067$  mm

Adoptând ca valoare a limitei de curgere 25 MPa, adică jumătate din valoarea rezistenței la întindere, rezultă foarte clar că tensiunea maximă din piesă 5 MPa este mult inferioară limitei de curgere. Aceasta înseamnă că, cupa Pelton nu va avea probleme din punct de vedere ale rezistenței. Deplasarea maximală se înregistrează la vârful cupei, la valoarea de 0,067 mm.

## 5.8 Concluzii

Acest capitol s-a concentrat pe simularea numerică a curgerii jetului liber și pe calculul de rezistență al cupei rotorului Pelton, realizate cu modulele integrate în SolidWorks: Flow Simulation respectiv Simulation.

După prezentarea etapelor de simulare a curgerii jetului liber, se calculează caracteristicile de debit  $Q=f(S)$  și de forță  $f=f(S)$  a injectoarelor cu diametrele 16,3, 14,8 și 13,3, pentru valori parametrice ale căderii  $H=15, 20, 25, 30, 35$  m.

Din graficele 5.22, 5.40, 5.58, graficele 5.23, 5.41, 5.59, graficele 5.24, 5.42, 5.60 rezultă concluzia că pentru o cursă a injectorului S fixată, debitul, forța pe acul injector respectiv forța pe diuză scad cu scăderea căderii.

În continuare, prin modulul Flow Simulation, se calculează distribuția vitezei axiale și a presiunii de-a lungul jetului liber, pentru diuză de  $\Phi 16,3$  mm, corespunzătoare curselor injectorului  $S=3, 6, 9, 12, 15, 18$  mm și pentru 4 poziții de-a lungul jetului liber, plasate după ieșirea din diuză la următoarele distanțe: 188, 208, 228, 251 mm, unde poziția distanței 251 mm corespunde muchiei de intrare pe cupa Pelton. Din aceste simulări, rezultă concluzia că: viteza și presiunea în jet, scad pe măsura depărtării de diuză și de axa jetului, valorile maximale ale acestora înregistrându-se chiar pe axa jetului.

Capitolul se finalizează prin calculul de rezistență al cupei Pelton din care a rezultat faptul că cupa rezistă solicitărilor impuse pentru situația cea mai defavorabilă, adică pentru rotorul blocat și pentru diuză cu diametrul maxim 16,3 mm.

## **Cap. 6 PROTOTIPAREA RAPIDĂ A COMPOANELELOR MICROTURBINEI**

### **6.1 Introducere**

Dintre componentele microturbinei, s-au executat prin tehnologia de prototipare rapidă componente cu geometrie mai complexă, respectiv: etanșările mobile, două variante de rotor și 3 variante de injectoare, compuse din 3 diuze și 3 ace injectoare, cu diametrele de ieșire ale diuzei  $d=13,3$  mm,  $d=14,8$  mm,  $d=16,3$  mm.

Ambele rotoare au diametru caracteristic  $D_1=148$  mm, rotorul V1 cu 21 de palete respectiv rotorul V2 cu 19 palete. Geometria cupei rotorului V2 a fost scalată cu factorul 21/19 pe direcțiile X, Y și Z, menținând același diametru caracteristic.

### **6.2 Echipamentul de prototipare rapidă**

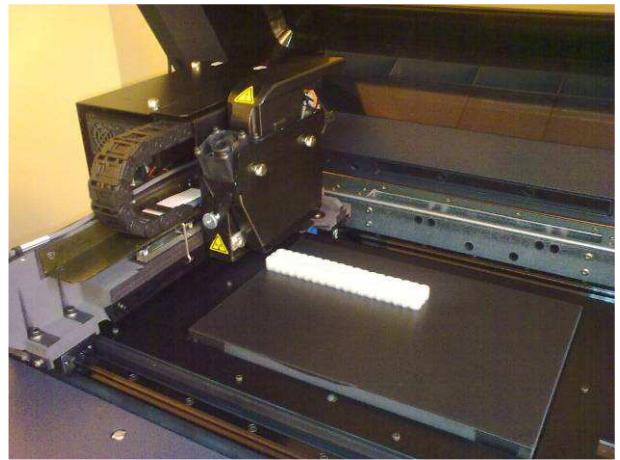
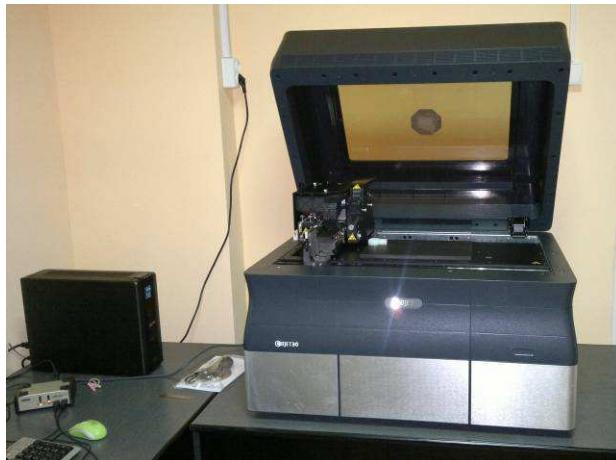
Prototiparea rapidă (Rapid Prototyping), reprezintă o tehnologie utilizată la fabricarea obiectelor fizice direct din fișiere generate într-un program de proiectare asistată de calculator (CAD). În prezent sunt disponibile mai multe tehnologii, având în comun faptul că geometria se crează prin depunerea de straturi succesive, deci prin adăugare de material, contrar metodelor clasice, cum ar fi frezarea sau strunjirea, prin care obiectele sunt generate prin eliminare de material [8].

Echipamentul utilizat pentru prototiparea rapidă a rotorului Pelton este imprimanta Objet Desktop 30, **figura 6.1**, din dotarea Centrului pentru Simulații Numerice și Prototipare din cadrul Universității "Eftimie Murgu" Reșița, centru creat printr-un program transfrontalier european, <http://www.csnp.roedu.ro/>. Tehnologia Objet PolyJet inkjet patentată, constă în depunerea, pe tava de imprimare, a mai multor straturi succesive de polimeri de grosime de  $28\text{ }\mu\text{m}$ , până la finalizarea piesei. Fiecare strat de fotopolimer depus este imediat întărit printr-o lampă cu ultraviolete, rezultând astfel piese finite, care pot fi manevrate fără o tratare ulterioară. Capul de imprimare se deplasează pe direcțiile X și Y, iar tava, pe care se depune fotopolimerul, pe direcția Z cu  $28\text{ }\mu\text{m}$ . Materialul suport de tip gel, care este special conceput pentru a susține geometrii complicate pe durata imprimării, poate fi ușor înlăturat manual prin jet de apă sub presiune.

Caracteristicile principale ale imprimantei sunt [47]:

- Grosime straturi (pe direcția Z) –  $28\text{ }\mu\text{m}$ ;
- Dimensiuni maximale ( $X \times Y \times Z$ ) -  $294 \times 192,7 \times 148,6$  mm;
- Rezoluție pe axe X / Y / Z - 600 dpi / 600 dpi / 900 dpi;

- Acuratețe – 0,1 mm, care poate varia funcție de geometrie, orientare și mărimea obiectelor;
- Format geometrie - fișiere STL sau SLC;
- Greutate - 93 kg;
- Dimensiuni imprimantă -  $82.5 \times 62 \times 59$  cm.



*Fig. 6.1 Imprimanta Objet Desktop 30*

După generarea într-un program CAD a geometriei 3D a componentei care se va executa prin prototipare rapidă, aceasta trebuie salvată în format STL și apoi încărcată în aplicația Objet Studio™ care va gestiona întregul proces de imprimare.

### 6.3 Prototiparea rapidă a rotorului V1

Geometria unei cupe Pelton este deosebit de complexă, [figura 6.2](#), [figura 6.3](#), deoarece este descrisă prin secțiuni transversale, [figura 6.4](#) și longitudinale, [figura 6.5](#), care formează supafețe spațiale continue. Aceste supafețe trebuie să "îmbrace" secțiunile transversale și longitudinale, asigurând o abatere cât mai mică și o variație corectă a curburii. Generarea geometriei unei cupe Pelton în aplicația CAD SolidWorks este detaliată în lucrarea [\[48\]](#).

După modelarea cupei Pelton s-a generat geometria rotorului, prin multiplicarea polară a cupelor cu numărul de cupe specificat de proiectant și geometria discului pe care sunt dispuse cupele, [figura 6.6](#).

Un fisier STL este o aproximare a modelului geometric sub forma unei colecții de fețe triunghiulare [\[8\]](#). Cu cât rețeaua de fațete este mai densă, cu atât reprezentarea este mai precisă. În SolidWorks exportul geometriei în format STL se realizează prin opțiunea **Save as** și specificarea opțiunilor de export, prin intermediul ferestrei **Export Options**, [figura 6.7](#):

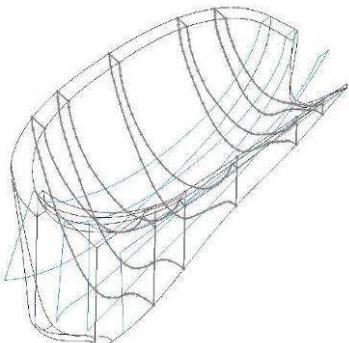


Fig. 6.2 Semicupa Pelton

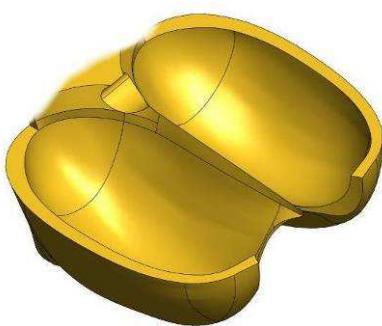


Fig. 6.3 Geometria 3D a cupei Pelton

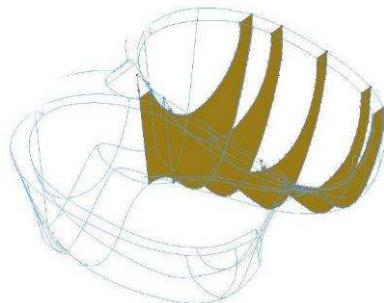


Fig. 6.4 Secțiuni transversale prin cupa Pelton

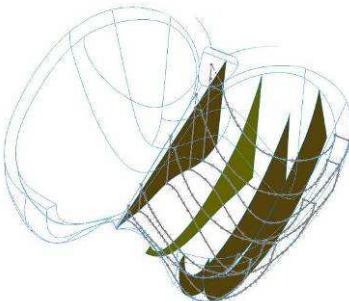
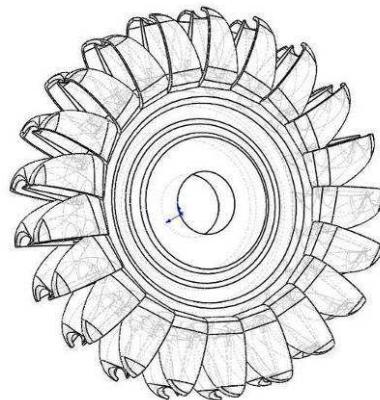


Fig. 6.5 Secțiuni longitudinale prin cupa Pelton



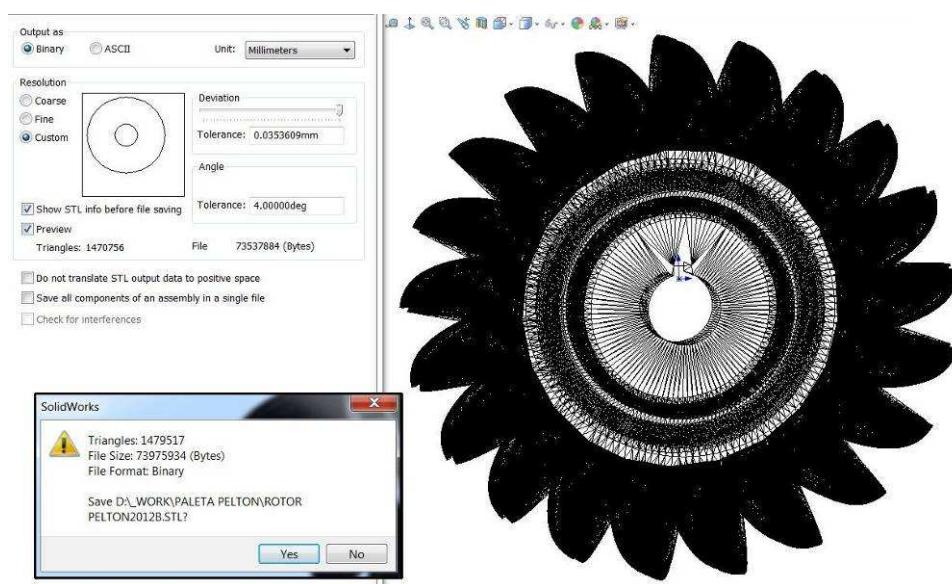
Fig. 6.6 Geometria rotorului Pelton V1



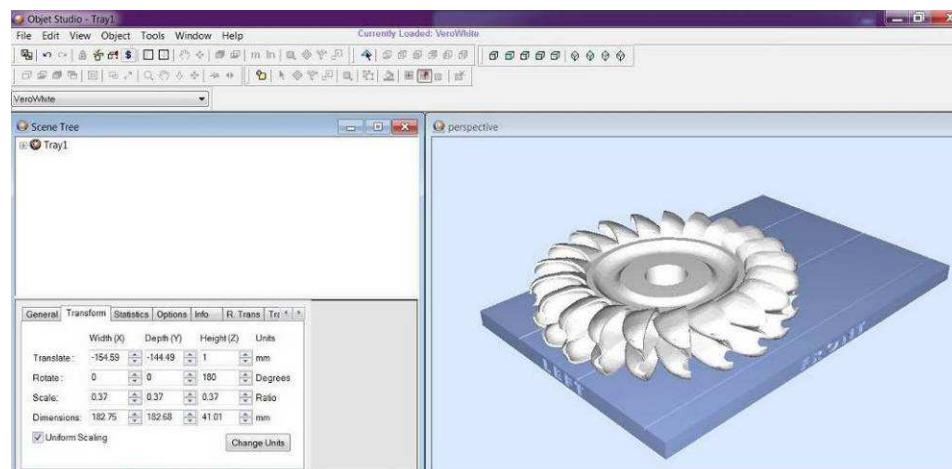
- selecția tipului de fișier **Binary** sau **ASCII**; fișierele **Binary** sunt mai mici ca dimensiune, dar nu sunt suportate de toate sistemele;
- selecția unității de măsură, din lista **Unit**;
- specificarea rezoluției; există rezoluții predefinite (**Coarse**, **Fine**) sau, pentru varianța **Custom**, se pot specifica parametrii **Deviation** și **Angle**;
- activarea sau nu a opțiunii **Show STL info before file saving**, care afișează numărul de triunghiuri generat, mărimea și tipul fișierului, calea și numele fișierului STL;
- opțiunea **Preview**, care generează o previzualizare a fațetelor triunghiulare.

Pentru rotorul Pelton V1, s-a impus valoarea 0,03536 mm pentru parametrul **Deviation**, respectiv 4 grade pentru parametrul **Angle**, ceea ce a generat un număr de 1470756 fațete triunghiulare și o mărime de ~73,5 Mb a fișierului binar STL.

Dispunerea rotorului pe tava de imprimare, figura 6.8, este calculată automat de către aplicația Objet Studio™, pentru a asigura un consum minim de material și de timp de imprimare. Aplicația a descompus rotorul în 1516 straturi, consumurile de materiale au fost: material model - 766 g, material suport - 639 g, iar timpul de imprimare - 17 h 01 min.



*Fig. 6.7 Salvarea geometriei rotorului Pelton VI în format STL (1455222 triunghiuri)*

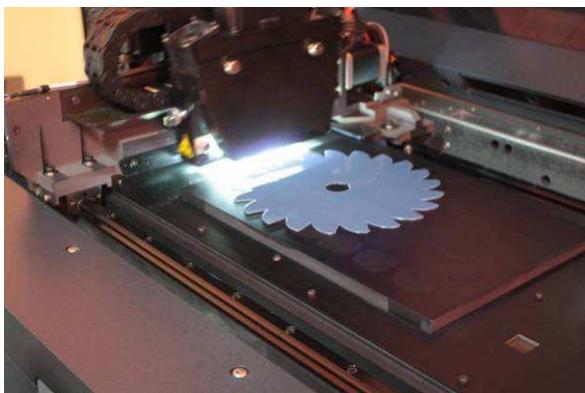


*Fig. 6.8 Dispunerea rotorului Pelton VI pe tava de imprimare*

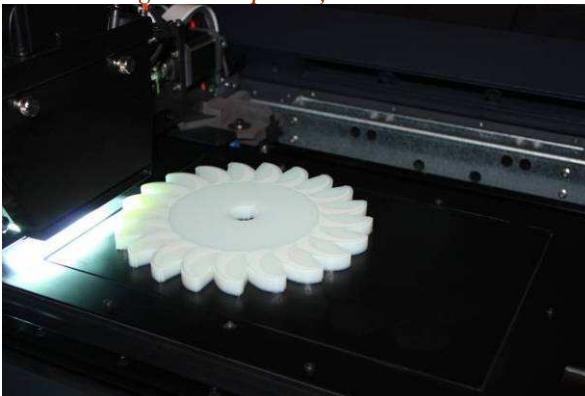
Figurile 6.9, 6.10, 6.11 prezintă diferite momente din etapa de imprimare a rotorului V1. La finalizarea acestei etape, urmează operația de eliminare a materialului suport. Ca material suport (material utilizat la imprimarea volumului goulurilor dintr-un model și la susținerea geometriei pe durata imprimării) este utilizat FullCure, un gel non-toxic de tip fotopolimer, care poate fi ușor înălăturat prin intermediul WaterJet System Objet, inclus ca și echipament în configurația imprimantei, figura 6.12. WaterJet folosește jetul de apă sub presiune pentru înălăturarea materialului suport, figura 6.13.

Figurile 6.14, 6.15, 6.16, 6.17 prezintă rotorul V1 în varianta finală. Se poate observa finețea detaliilor și reproducerea fidelă a geometriei CAD. În continuare, obiectul 3D generat se poate utiliza ca miez pentru turnarea rotorului sau poate fi încercat pe stand pentru măsurarea caracteristicilor hidrodinamice.

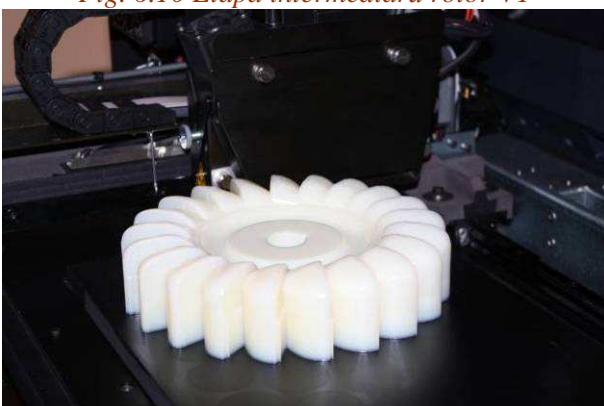
*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine  
de înaltă cădere și debite mici*



*Fig. 6.9 Etapa inițială rotor V1*



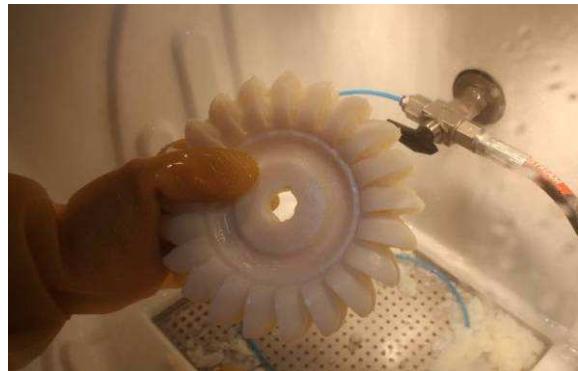
*Fig. 6.10 Etapa intermediară rotor V1*



*Fig. 6.11 Etapa finală rotor VI*



*Fig. 6.14 Vedere de sus a rotorului VI*



*Fig. 6.12 Eliminare material suport rotor V1*



*Fig. 6.13 WaterJet System Objet*



*Fig. 6.15 Vedere laterală a rotorului VI*



Fig. 6.16 Masa rotorului V1



Fig. 6.17 Vedere de detaliu a rotorului V1

#### 6.4 Prototiparea rapidă a rotorului V2

Figurile 6.18, 6.19, 6.20 prezintă geometria rotorului Pelton V2 creată în SolidWorks, formatul STL al rotorului respectiv disponuirea pe tava de imprimare.

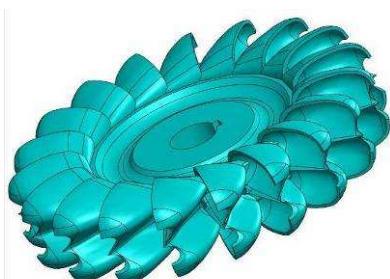
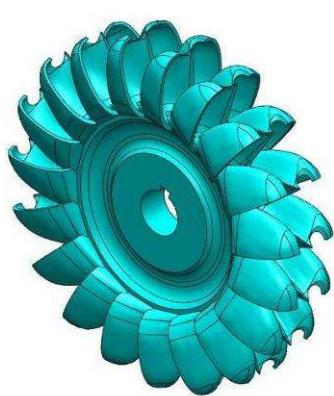


Fig. 6.18 Geometria rotorului Pelton V2

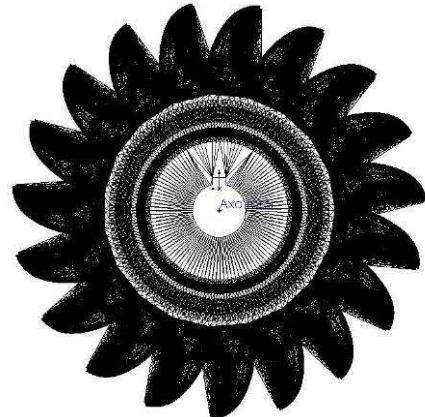


Fig. 6.19 Formatul STL al rotorului Pelton V2 (1285098 triunghiuri)

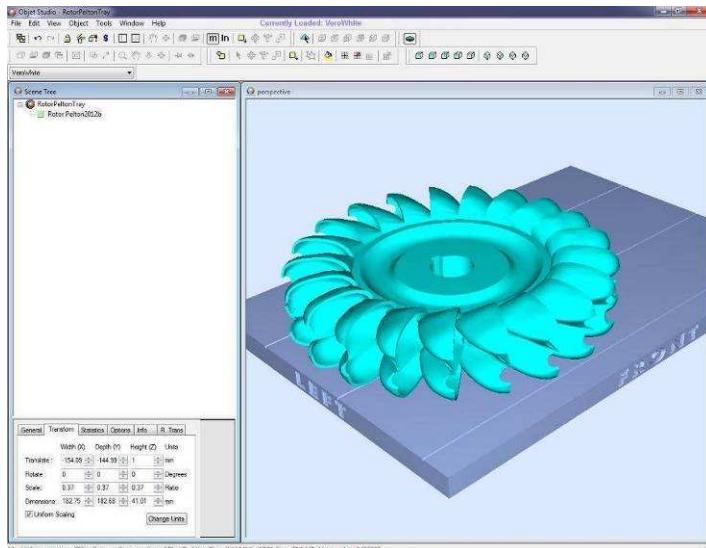


Fig. 6.20 Dispunerea rotorului Pelton V2 pe tava de imprimare

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine  
de înaltă cădere și debite mici*

Figurile 6.21, 6.22, 6.23, 6.24 prezintă diferite momente din etapa de imprimare a rotorului V2. Figurile 6.25, 6.26 prezintă rotorul V2 în forma finală.

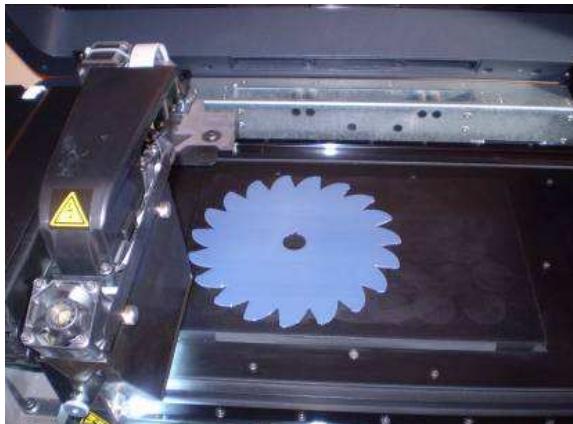


Fig. 6.21 Etapa inițială rotor V2



Fig. 6.22 Etapa intermediară rotor V2



Fig. 6.23 Etapa finală rotor V2



Fig. 6.24 Vedere de sus a rotorului V2

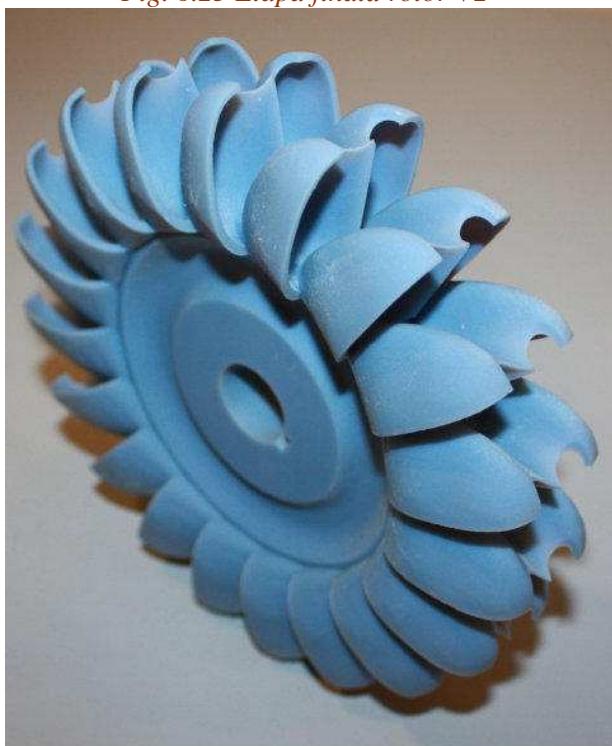


Fig. 6.25 Vedere laterală a rotorului V2



Fig. 6.26 Vedere frontală a rotorului V2

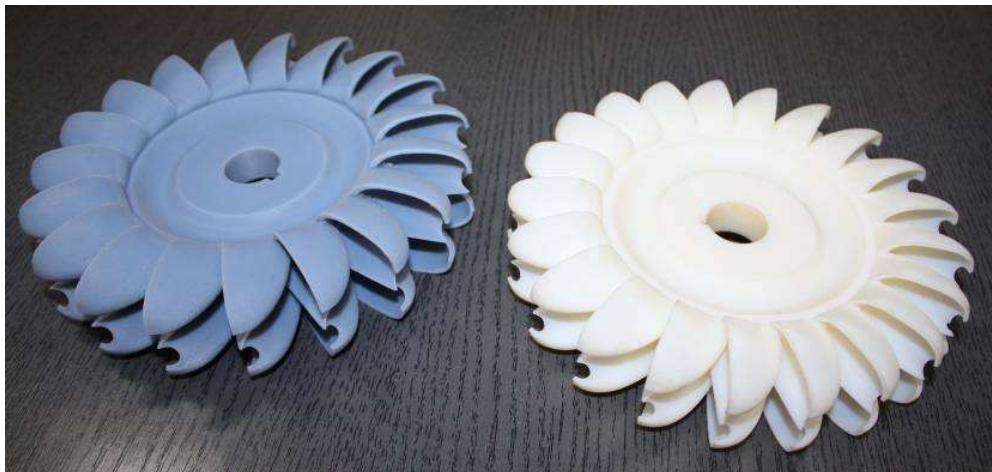
## *Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*

**Tabelul 6.1** centralizează parametrii creare fișier STL in SolidWorks și parametrii de imprimare 3D, iar **figura 6.27** prezintă o vedere comparativă a rotoarelor V1 și V2

*Tabel 6.1*

### *Parametrii de imprimare a rotoarelor V1 și V2*

Componentă	Parametrii creare fișier STL in SolidWorks				Parametrii imprimare 3D		
	Material	Straturi	Triunghiuri	Dimensiuni maximale	Model	Suport	Time
Rotor V1 21 palete	VeroWhite	1500	1455222	185 x 185 x 42 mm	766 g	639 g	17 h 01 min
Rotor V2 19 palete	VeroBlue	1671	1285098	186,5 x 186,5 x 45,3 mm	839 g	726 g	17 h 20 min



*Fig. 6.27 Vedere comparativă a rotoarelor V1 și V2*

Pentru rotorul Pelton V1 cu 21 de palete s-a folosit materialul model Objet VeroWhitePlus FullCure 835 proprietățile din **tabelul 6.1**, iar pentru rotorul Pelton V2 cu 19 de palete s-a folosit Objet VeroBlue FullCure 840, **tabel 6.3** [56].

*Tabel 6.2*

### *Proprietăți material Objet VeroWhitePlus FullCure 835*

Proprietate	Valoare	UM	Proprietate	Valoare	UM
Rezistență la tracțiune	50 ÷ 65	MPa	Reziliență	20 ÷ 30	J/m
Alungirea la rupere	10 ÷ 25	%	Absorbția de apă	1.1 ÷ 1.5	%
Modul de elasticitate	2000 ÷ 3000	MPa	Tg	52 ÷ 54	°C
Rezistență la încovoiere	75 ÷ 110	MPa	Duritate Shore (D)	83 ÷ 86	Scale D
Modul la încovoiere	2200 ÷ 3200	MPa	Duritate Rockwell	73 ÷ 76	Scale M
HDT, °C @ 0.45MPa	45 ÷ 50	°C	Densitate	1.17 ÷ 1.18	g/cm <sup>3</sup>
HDT, °C @ 1.82MPa	45 ÷ 50	°C	Conținut de cenușă	0.01 ÷ 0.02	%

Tabel 6.3

*Proprietăți material Objet VeroBlue FullCure 840*

Proprietate	Valoare	UM	Proprietate	Valoare	UM
Rezistență la tracțiune	50 ÷ 60	MPa	Reziliență	20 ÷ 30	J/m
Alungirea la rupere	10 ÷ 25	%	Absorbția de apă	1.5 ÷ 2.2	%
Modul de elasticitate	2000 ÷ 3000	MPa	Tg	48 ÷ 50	°C
Rezistență la încovoiere	60 ÷ 70	MPa	Duritate Shore (D)	83 ÷ 86	Scale D
Modul la încovoiere	1900 ÷ 2500	MPa	Duritate Rockwell	73 ÷ 76	Scale M
HDT, °C @ 0.45MPa	45 ÷ 50	°C	Densitate	1.18 ÷ 1.19	g/cm <sup>3</sup>
HDT, °C @ 1.82MPa	45 ÷ 50	°C	Conținut de cenușă	0.21 ÷ 0.22	%

## 6.5 Prototiparea rapidă a acelor injector, diuzelor și etanșărilor mobile

Geometria diuzelor, acelor injector și etanșărilor mobile exportate in format STL din SolidWorks sunt prezentate în **figurile 6.28, 6.29 și 6.30**.

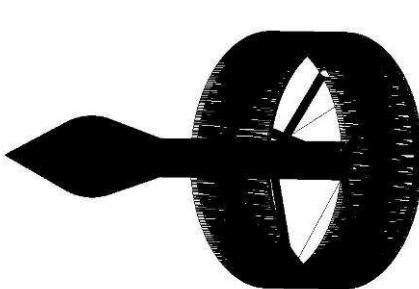


Fig. 6.28 Geometrie ac injector  
în format STL

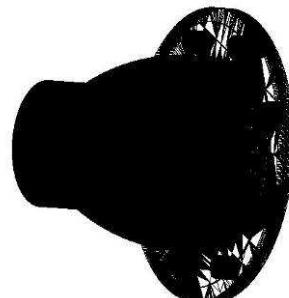


Fig. 6.29 Geometrie diuză  
în format STL

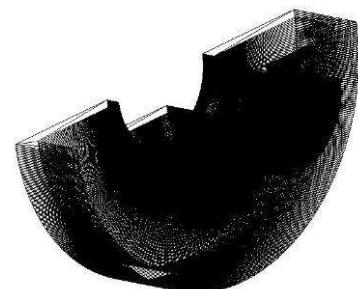


Fig. 6.30 Geometrie etanșare  
mobilă în format STL

Dispunerea acelor injector, diuzelor și etanșărilor mobile este prezentată în **figurile 6.31 și 6.32**. Se observă că varianta 2 (dispunere manuală) este optimă deoarece consumă mai puțin material suport 622 g comparativ cu consumul de 1112 g al variantei 1 (implicit dat de soft).

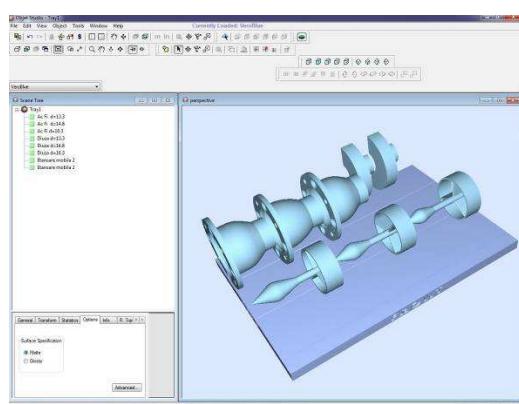


Fig. 6.31 Dispunerea ace injector, diuze și etanșări  
mobile pe tava de imprimare - varianta 1

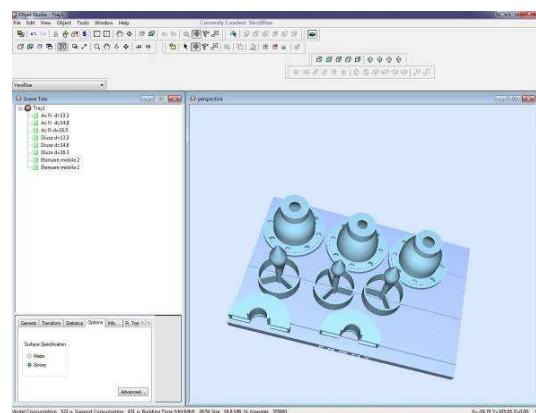
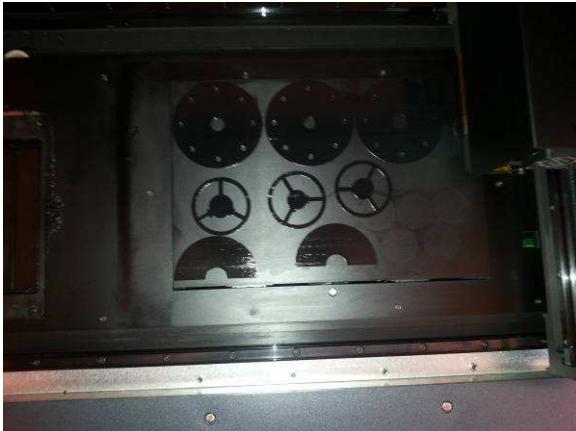


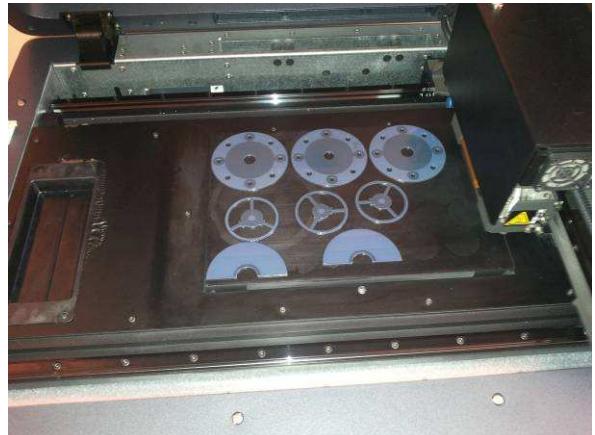
Fig. 6.32 Dispunerea ace injector, diuze și etanșări  
mobile pe tava de imprimare - varianta 2

## *Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*

În figura 6.33 este prezentată depunerea stratului suport, iar în figura 6.34 este prezentată depunerea primului strat model. În figura 6.35 este prezentat stadiul imprimării componentelor cu 6 ore înainte de final, în figura 6.36 stadiul final după 26 h și 46 min; figura 6.37 prezintă piesele înainte de eliminarea materialului suport, iar figura 6.38 piesele în stadiul final după eliminarea materialului suport.



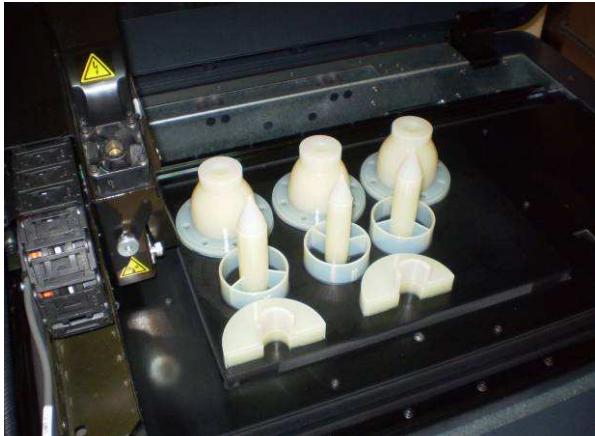
*Fig. 6.33 Depunerea stratului suport*



*Fig. 6.34 Depunerea materialului model*



*Fig. 6.35 Stadiu imprimare cu 6 ore înainte de finalul imprimării*



*Fig. 6.36 Finalul imprimării după 26h 46 min*



*Fig. 6.37 Pieselete înainte de eliminare material suport*



*Fig. 6.38 Pieselete după eliminare material suport*

**Tabelul 6.4** centralizează parametri creare fișier STL in SolidWorks și parametri de imprimare 3D a acelor injector, diuzelor și etanșărilor mobile, iar **tabelul 6.5** prezintă proprietățile materialului Objet DurusWhite FullCure430 utilizat la imprimarea acestor componente [56].

**Tabel 6.4**

*Parametrii de imprimare a acelor injector, diuzelor și etanșărilor mobile*

Componentă	Parametrii creare fișier STL in SolidWorks				Parametrii imprimantă 3D		
	Material	Straturi	Triunghiuri	Dimensiuni maximale	Model	Suport	Time
Ac injector d=13,3 mm	DurusWhite	3377	355681	90 x 53,8 mm	522 g	427 g	26h 46 min
Ac injector d=14,8 mm	DurusWhite			91,84 x 53,8 mm			
Ac injector d=16,3 mm	DurusWhite			93,62 x 53,8 mm			
Diuză d=13,3 mm	DurusWhite			84 x 54 mm			
Diuză d=14,8 mm	DurusWhite			84 x 54 mm			
Diuză d=16,3 mm	DurusWhite			84 x 54 mm			
Etanșare mobilă	DurusWhite			38 x 35 mm			

**Tabel 6.5**

*Proprietăți material Objet DurusWhite FullCure430*

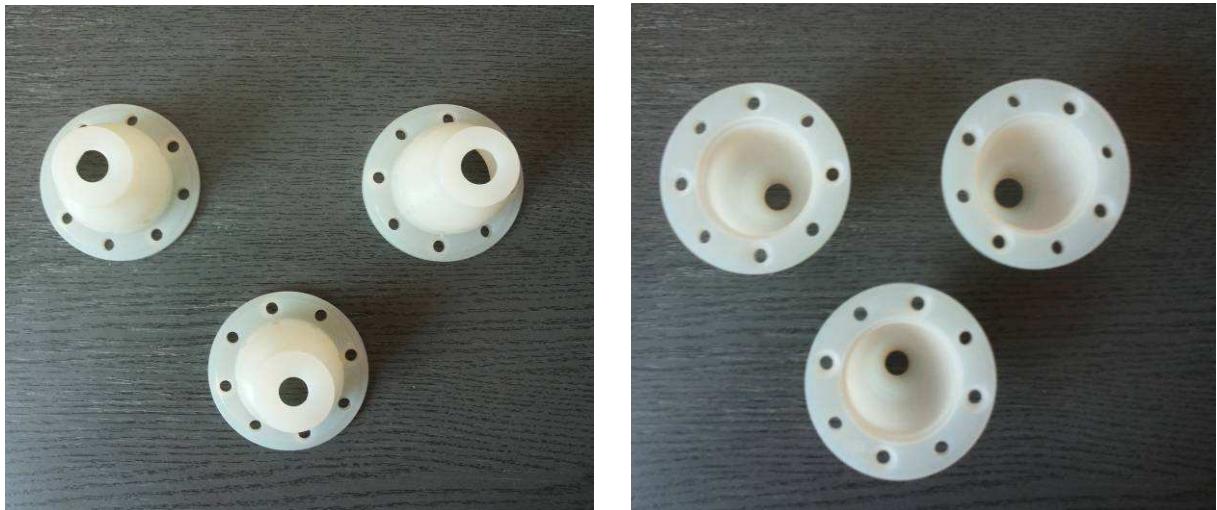
Proprietate	Valoare	UM	Proprietate	Valoare	UM
Rezistență la tracțiune	20 ÷ 30	MPa	Reziliență	40 ÷ 50	J/m
Alungirea la rupere	40 ÷ 50	%	Absorbția de apă	1.5 ÷ 1.9	%
Modul de elasticitate	1000 ÷ 2000	MPa	Tg	35 ÷ 37	°C
Rezistență la încovoiere	30 ÷ 40	MPa	Duritate Shore (D)	83 ÷ 86	Scara D
Modul la încovoiere	1200 ÷ 1600	MPa	Duritate Rockwell	73 ÷ 76	Scara M
HDT, °C @ 0.45MPa	37 ÷ 42	°C	Densitate	1.15 ÷ 1.17	g/cm <sup>3</sup>
HDT, °C @ 1.82MPa	32 ÷ 42	°C	Conținut de cenușă	0.01 ÷ 0.02	%

În **figura 6.39** sunt prezentate cele trei diuze de diametre d=13,3 mm; d=14,8 mm și d=16,3 mm după prototipare rapidă.

În **figura 6.40** sunt prezentate cele trei ace injector după prototipare rapidă.

În **figura 6.41** sunt prezentate cele două etanșări mobile după prototipare rapidă.

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine  
de înaltă cădere și debite mici*



*Fig. 6.39 Geometrie diuze de diametre 13,3 / 14,8 / 16,3 mm după prototipare rapidă*



*Fig. 6.40 Geometrie ace injector după prototipare rapidă*



*Fig. 6.41 Geometrie etanșări mobile după prototipare rapidă*

## 6.6 Concluzii

Tehnologia de prototipare rapidă este o tehnologie de mare actualitate, care permite generarea componentelor mecanice într-o manieră mult mai simplă și eficientă comparativ cu tehnologiile clasice, fără a face rabat la precizia dimensională. Imprimarea 3D nu necesită personal specializat, are avantajul simplității în utilizare precum și a rapidității execuției obiectelor. Desigur că, investiția într-un echipament de imprimare 3D și a consumabilelor este destul de ridicată în prezent, tendința actuală fiind de reducere continuă a prețului și de diversificare a configurațiilor și a parametrilor tehniți.

Echipamentul utilizat pentru imprimare 3D este imprimanta Objet Desktop 30, utilizată pentru a genera componentele microturbinei cu geometrie mai complexă:

- două variante de rotoare cu diametru caracteristic  $D_1=148$  mm, rotorul V1 cu 21 de palete respectiv rotorul V2 cu 19 palete; geometria cupei rotorului V2 a fost scalată cu factorul 21/19 pe direcțiile X, Y și Z, la același diametru caracteristic;
- 3 variante de injectoare, compuse din 3 diuze și 3 ace injectoare, cu diametrele de ieșire ale diuzei  $d=13,3$  mm,  $d=14,8$  mm,  $d=16,3$  mm.
- etanșările mobile.

Execuția acestor componente prin prototipare rapidă a fost realizată în scopul utilizării lor ca și componente funcționale în cadrul microturbinei Pelton. Dacă injectoarele și etanșările mobile puteau fi executate și prin tehnologii clasice, complexitatea geometriei rotoarelor Pelton a impus în mod obligatoriu utilizarea acestei tehnologii pentru execuție. Pentru fiecare dintre aceste componente sunt prezentate geometria 3D, formatul fișierului STL, disponerea pe tava de imprimare a acestora, parametri de creare a fișierelor STL în SolidWorks, parametri de imprimare 3D, materialele utilizate și caracteristicile acestora, precum și imagini pe durata imprimării respectiv starea finală. Totalul parametrilor de imprimare a celor 2 variante de rotoare V1, V2 este:

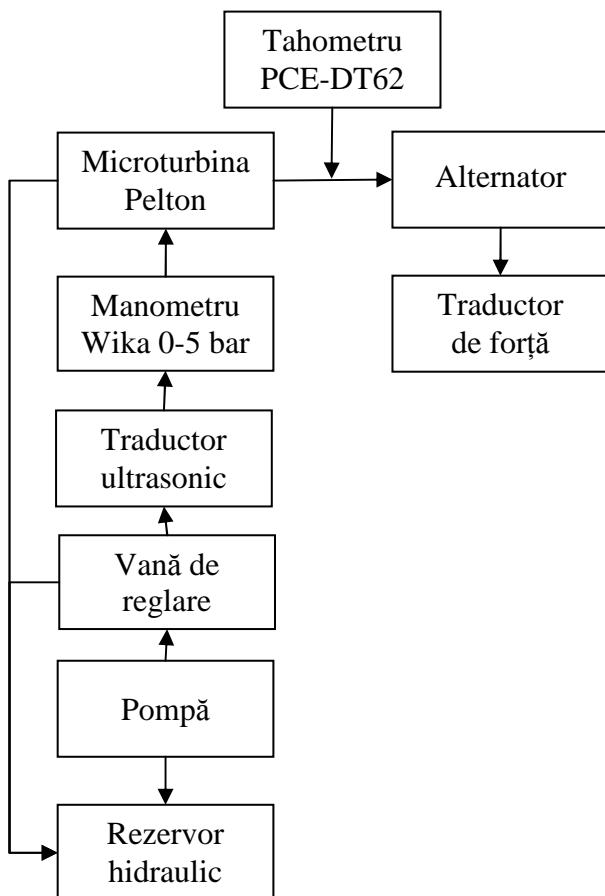
- Material model 2127 grame
- Material suport 1792 grame
- Timp de imprimare 61 h 07 min.

Componentele executate prin imprimare 3D pentru microturbina Pelton au suprafețe de o calitate deosebită, precizie dimensională și fără cerințe suplimentare de finisare. De aceea, aceste componente, împreună cu restul componentelor executate prin tehnologii clasice, vor fi utilizate la măsurătorile efectuate pe microturbina Pelton pe standul de experimentări.

## Cap. 7 CERCETARI EXPERIMENTALE PE MICROTURBINA PELTON

### 7.1 Descrierea ștandului și a aparaturii de măsură

Experimentările pe microturbina Pelton s-au derulat pe ștandul de încercări microturbine al S.C. Hydro-Engineering S.A. Reșița. În acest sens între Universitatea „Eftimie Murgu” Reșița și S.C. Hydro-Engineering S.A. Reșița s-a semnat un acord de colaborare în baza acordului de cooperare științifică și tehnică nr. 32/2009 - act adițional nr. 3/2013, încheiat între cele două instituții. Schema ștandului de măsură este prezentată în **figura 7.1**.



*Fig. 7.1 Schema ștandului de măsură a microturbinei Pelton*

Au fost măsurați parametrii specificați în **tabelul 7.1**.

*Tabel 7.1  
Parametri măsuраți pe microturbina Pelton*

Mărime	Simbol	Instrument de măsură	Simbolizare
Debit	Q	Debitmetru ultrasonic	Universal MultiFunction Flowmeter Controlotron System 101 Uniflow, <b>figura 7.2</b>
Turație	n	Tahometru	Tahometru PCE-DT62, <b>figura 7.3</b>
Cădere	H	Manometru	Traductor Wika 0-5 bar, <b>figura 7.4</b>
Forță	F	Traductor de forță	Traductor de forță 0,5 KN + ESAM Traveller 1 Data Acquisition System, <b>figura 7.5</b>

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici



a) Universal MultiFunction Flowmeter Controlotron System 101 Uniflow



b) Traductori ultrasonici

Fig. 7.2 Debitmetru ultrasonic



Fig. 7.3 Tahometru



Fig. 7.4 Manometru - Traductor Wika 0-5 bar



a) ESAM Traveller 1 Data Acquisition System

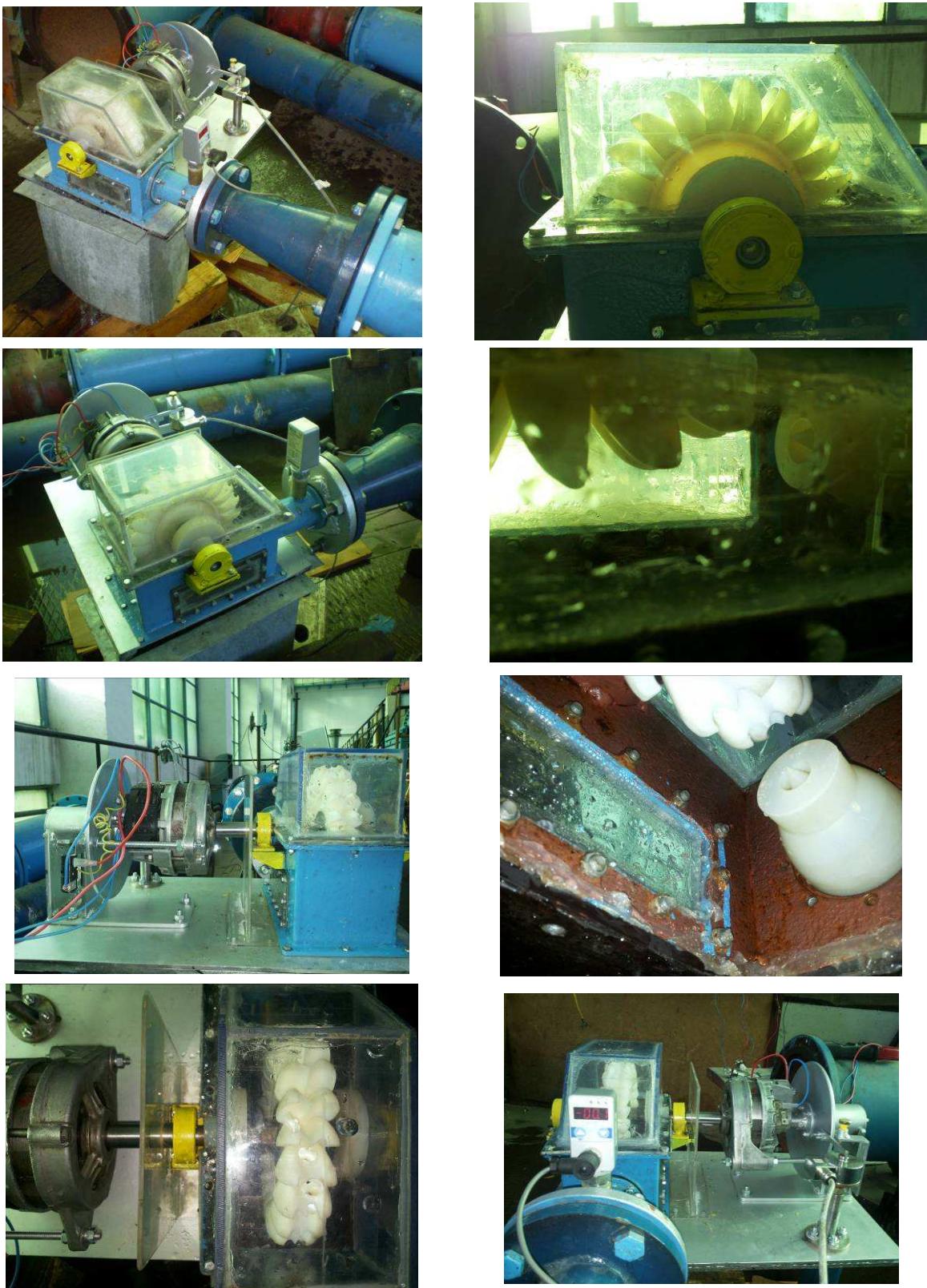
Fig. 7.5 Traductor de forță 0.5 KN + ESAM Traveller 1 Data Acquisition System



b) Traductor de forță 0.5 KN

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine  
de înaltă cădere și debite mici*

Figurile 7.6 și 7.7 prezintă imagini luate în timpul experimentărilor pe microturbina Pelton echipată cu rotorul varianta V1 respectiv V2.



*Fig. 7.6 Experimentări pe microturbina Pelton echipată cu rotorul varianta V1*

*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*



*Fig. 7.7 Experimentări pe microturbina Pelton echipată cu rotorul varianta V2*

## 7.2 Descrierea metodologiei de măsură și a relațiilor de calcul

Metodologia de măsură a constat în următoarele etape:

1. Demontare turbină
2. Montare rotor - varianta V1 / V2;
3. Pornire pompă;
4. Demontare tronson intrare
5. Instalare diuză -  $\Phi 13,3$  mm,  $\Phi 14,8$  mm și  $\Phi 16,3$  mm;
6. Demontare tronson intrare
7. Fixare cursă injector - prin intermediul inelelor distanțoare –  $S=3, 6, 9, 12, 15$  mm;
8. Fixare cădere prin reglare vană;
9. Încărcare alternator; domeniul de încărcări alternator se baleiază printr-o baterie de becuri;
10. Măsurare parametri: cădere **H**, debit **Q**, turație **n**, forță **F**;
11. Revenire la pasul 9 - încărcare alternator;
12. Deviere debit în rezervor;
13. Revenire la pasul 7 - fixare cursă injector;
14. Deviere debit în rezervor;
15. Revenire la pasul 5 - Instalare diuză;
16. Oprire pompă;
17. Revenire la pasul 2 - Montare rotor.

Relațiile de calcul ale mărimilor caracteristice sunt următoarele:

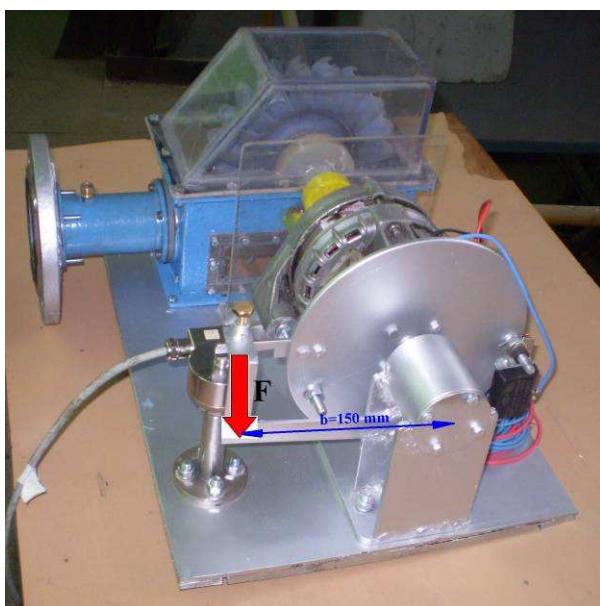
$$\text{Puterea absorbită de turbină} \quad P_{abs} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 1000 \cdot 9,81 \cdot Q \cdot H \quad \text{W} \quad (7.1)$$

$$\text{Viteză unghiulară} \quad \omega = \pi \cdot n / 30 \quad \text{rad/s} \quad (7.2)$$

$$\text{Momentul la arborele turbinei} \quad M = F \cdot b = F \cdot 0,150, \text{ figura 7.8} \quad \text{Nm} \quad (7.3)$$

$$\text{Puterea utilă la arborele turbinei} \quad P_u = M \cdot \omega \quad \text{W} \quad (7.4)$$

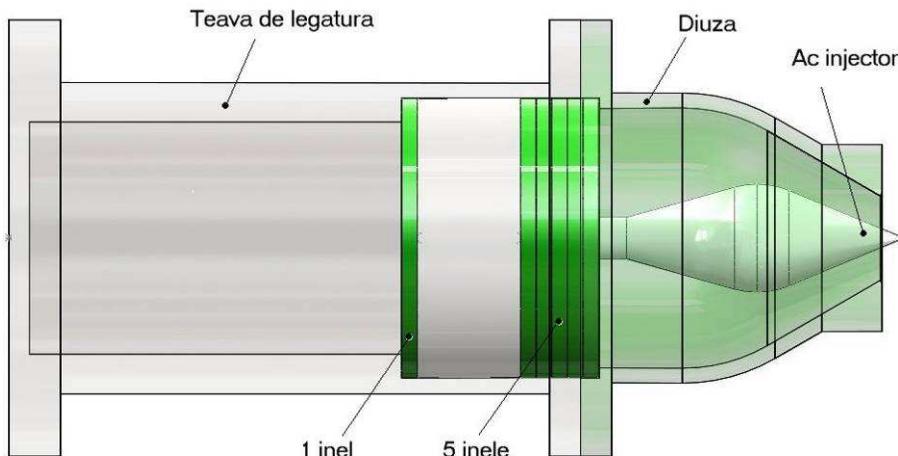
$$\text{Randament turbină} \quad \eta = \frac{P_u \cdot 100}{P_{abs}} \% \quad (7.5)$$



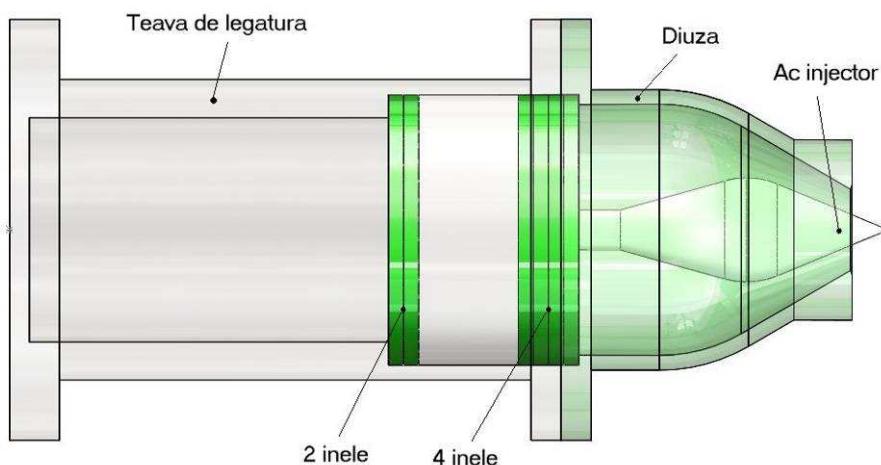
*Fig. 7.8 Schema de calcul a momentului la arborele turbinei*

Fixarea cursei S a acului injector se realizează prin intermediul inelelor distanțoare, prin a căror poziționare se realizează translatarea aculu în raport cu diuza. La încercări, s-au utilizat 6 inele cu grosimea de 3 mm, care pot acoperi cursa maximă de translație a aculu injector, egală cu 18 mm. De exemplu, pentru realizarea cursei de 3 mm, **figura 7.9**, în stânga porțiunii cilindrice a aculu se plasează un inel, iar în dreapta 5 inele. Poziția de închidere completă se realizează pentru 6 inele plasate în stânga porțiunii cilindrice, **figura 7.14**. Configurația inelelor pentru restul curselor  $S = 6, 9, 12, 15$  mm, este prezentată în **figurile 7.10 ÷ 7.13**.

Deși acest mod de fixare a curselor aculu injector presupune: demontarea țevii de legătură, fixarea inelelor în configurația dorită, montarea țevii de legătură, această variantă a fost preferată în locul unui sistem mecanic care ar fixa cursa fără demontare și montarea țevii, deoarece ansamblul ar deveni mult prea complicat în raport cu dimensiunile microturbinei.

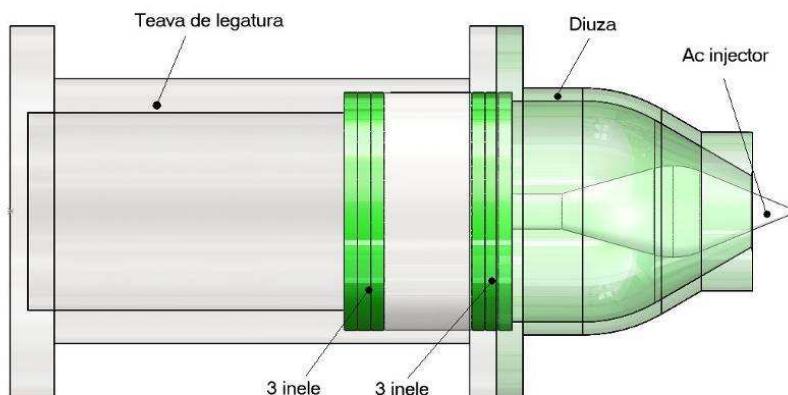


*Fig. 7.9 Poziție injector  $S=3$  mm*

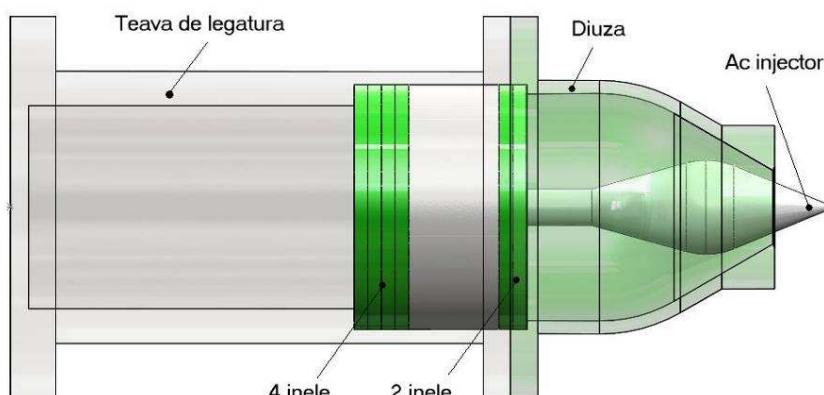


*Fig. 7.10 Poziție injector  $S=6$  mm*

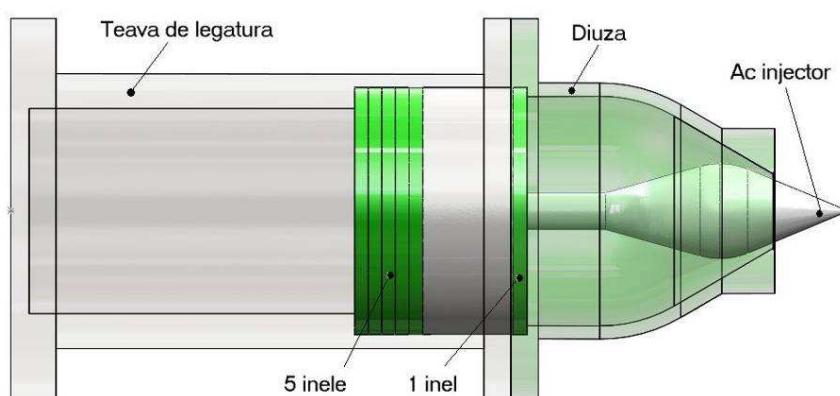
*Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*



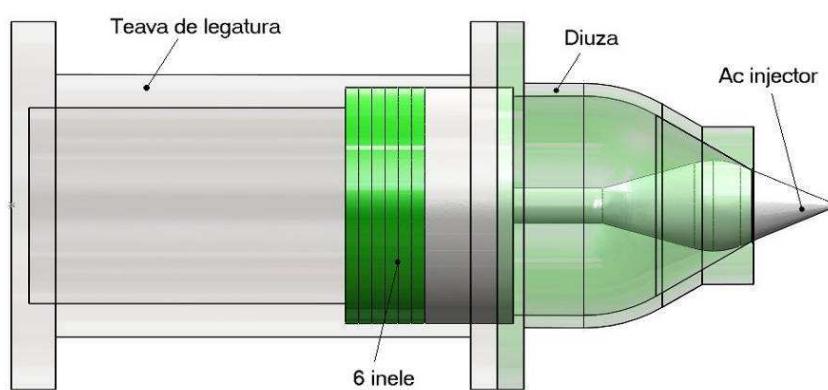
*Fig. 7.11 Poziție injector  $S=9$  mm*



*Fig. 7.12 Poziție injector  $S=12$  mm*



*Fig. 7.13 Poziție injector  $S=15$  mm*



*Fig. 7.14 Poziție injector  $S=18$  mm*

### 7.3 Rezultate experimentale

Pe standul de încercare s-au măsurat următoarele combinații:

- Rotor V1 + diuză 13,3;
- Rotor V1 + diuză 14,8;
- Rotor V1 + diuză 16,3;
- Rotor V2 + diuză 14,8;
- Rotor V2 + diuză 16,3.

Prin prelucrarea datelor măsurate, s-au obținut curbele  $\eta/\eta_{\max} = f(n_{11})$ , care s-au intersectat cu valori constante ale randamentului. Pentru rotorul V1 + diuză 13,3, curbele  $\eta/\eta_{\max} = f(n_{11})$  și punctele de intersecție sunt prezentate grafic în **figura 7.15** respectiv numeric în **tabelul 7.2**, iar **figura 7.16** prezintă diagrama universală. *Valorile randamentului din diagrama universală sunt valori adimensionale în raport cu valoarea maximă a randamentului.*

*Tabel 7.2*  
**Intersecții curbe  $\eta/\eta_{\max} = f(n_{11})$  cu valori constante de randament pentru rotorul V1 și diuza Φ13,3**

Nr. crt.	S	n <sub>11</sub>	Q <sub>11</sub>	η/η <sub>max</sub>	Nr. crt.	S	n <sub>11</sub>	Q <sub>11</sub>	η/η <sub>max</sub>
	mm	[rpm]	[l/s]	%		mm	[rpm]	[l/s]	%
1	6	45,93	14,85	96	28	15	38,87	21,88	98
2	15	45,34	21,88	96	29	15	43,01	21,88	98
3	6	45,49	14,85	96,5	30	6	38,30	14,85	98,4
4	9	45,84	18,62	96,5	31	6	43,05	14,85	98,4
5	12	45,70	20,52	96,5	32	9	37,33	18,62	98,4
6	15	36,23	21,88	96,5	33	9	44,22	18,62	98,4
7	15	44,92	21,88	96,5	34	12	37,65	20,52	98,4
8	6	36,06	14,85	97	35	12	43,97	20,52	98,4
9	6	45,00	14,85	97	36	15	40,10	21,88	98,4
10	9	45,48	18,62	97	37	15	41,90	21,88	98,4
11	12	45,35	20,52	97	38	6	39,40	14,85	98,8
12	15	36,90	21,88	97	39	6	42,08	14,85	98,8
13	15	44,43	21,88	97	40	9	37,96	18,62	98,8
14	6	36,59	14,85	97,5	41	9	43,77	18,62	98,8
15	6	44,42	14,85	97,5	42	12	38,35	20,52	98,8
16	9	36,12	18,62	97,5	43	12	43,37	20,52	98,8
17	9	45,08	18,62	97,5	44	9	38,62	18,62	99,2
18	12	36,26	20,52	97,5	45	9	43,24	18,62	99,2
19	12	44,93	20,52	97,5	46	12	39,14	20,52	99,2
20	15	37,81	21,88	97,5	47	12	42,54	20,52	99,2
21	15	43,83	21,88	97,5	48	9	39,17	18,62	99,5
22	6	37,44	14,85	98	49	9	42,76	18,62	99,5
23	6	43,73	14,85	98	50	12	41,52	20,52	99,5
24	9	36,73	18,62	98	51	12	40,02	20,52	99,5
25	9	44,63	18,62	98	52	9	39,90	18,62	99,8
26	12	36,98	20,52	98	53	9	42,10	18,62	99,8
27	12	44,45	20,52	98					

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

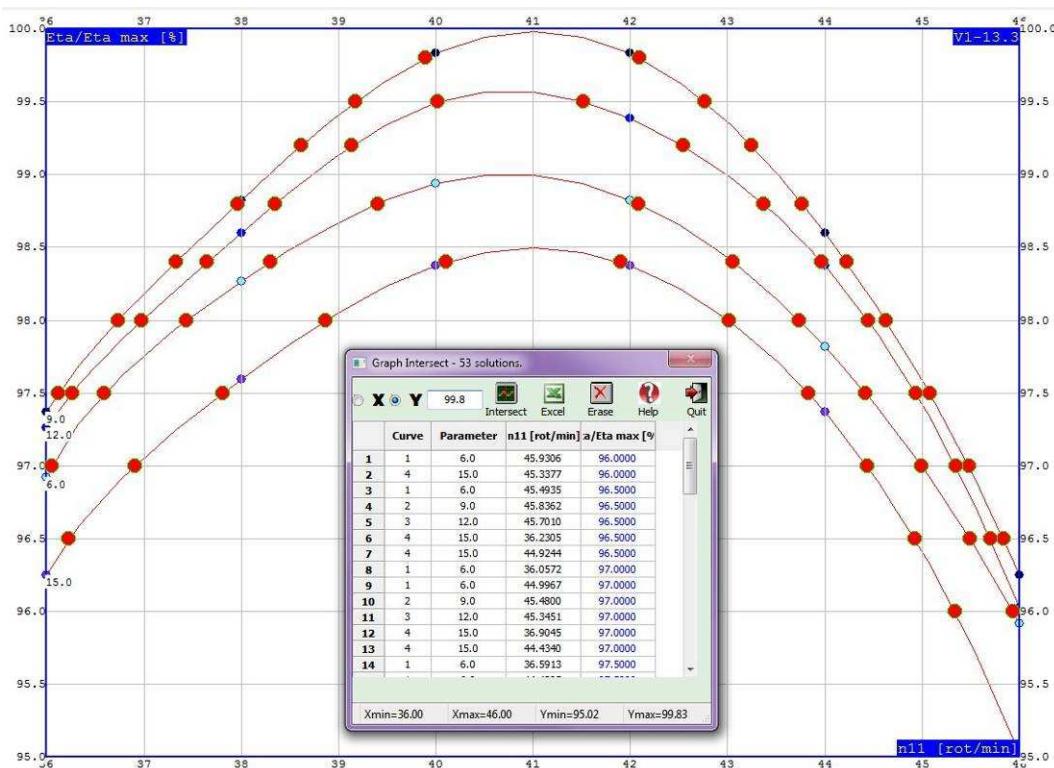


Fig. 7.15 Intersecții curbe  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  cu valori constante de randament pentru rotorul VI și diuza  $\Phi 13,3$

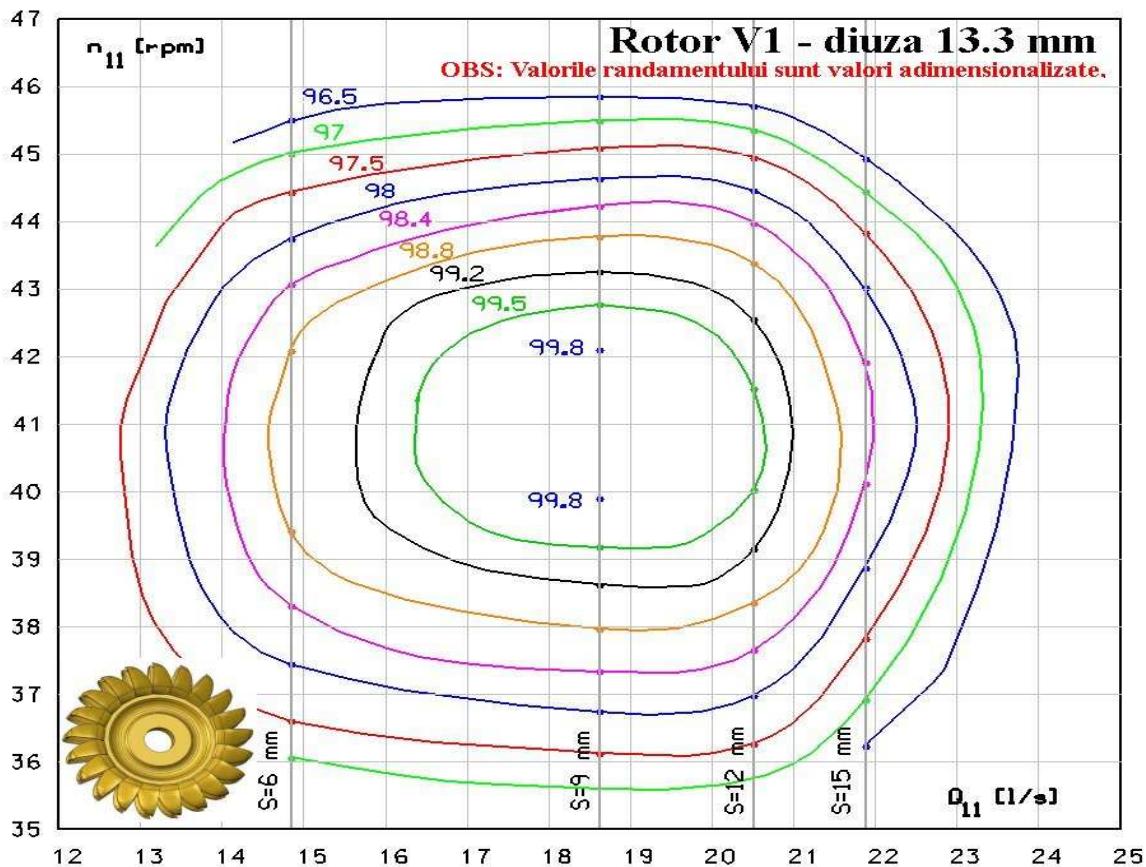


Fig. 7.16 Diagrama universală pentru rotorul VI și diuza  $\Phi 13,3$

Pentru rotorul V1 + diuză 14,8, curbele  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  și punctele de intersecție sunt prezentate grafic în **figura 7.17** respectiv numeric în **tabelul 7.3**, iar **figura 7.18** prezintă diagrama universală. *Valorile randamentului din diagrama universală sunt valori adimensionalizate în raport cu valoarea maximă a randamentului.*

*Tabel 7.3*

*Intersecții curbe  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  cu valori constante de randament  
pentru rotorul V1 și diuza  $\Phi 14.8$*

Nr. crt.	S	n <sub>11</sub>	Q <sub>11</sub>	$\eta/\eta_{max}$	Nr. crt.	S	n <sub>11</sub>	Q <sub>11</sub>	$\eta/\eta_{max}$
	mm	[rpm]	[l/s]	%		mm	[rpm]	[l/s]	%
1	6	45,58	16,66	96	28	9	36,47	21,31	98,4
2	12	45,84	23,72	96	29	9	44,32	21,31	98,4
3	15	45,30	25,91	96	30	12	36,93	23,72	98,4
4	6	45,26	16,66	96,5	31	12	44,08	23,72	98,4
5	9	45,73	21,31	96,5	32	15	39,22	25,91	98,4
6	12	45,57	23,72	96,5	33	15	42,24	25,91	98,4
7	15	44,94	25,91	96,5	34	6	38,76	16,66	98,8
8	6	44,89	16,66	97	35	6	42,39	16,66	98,8
9	9	45,43	21,31	97	36	9	37,08	21,31	98,8
10	12	45,27	23,72	97	37	9	43,87	21,31	98,8
11	15	44,50	25,91	97	38	12	37,74	23,72	98,8
12	6	36,03	16,66	97,5	39	12	43,57	23,72	98,8
13	6	44,45	16,66	97,5	40	9	37,88	21,31	99,2
14	9	45,09	21,31	97,5	41	9	43,32	21,31	99,2
15	12	44,91	23,72	97,5	42	12	38,68	23,72	99,2
16	15	36,87	25,91	97,5	43	12	42,88	23,72	99,2
17	15	43,95	25,91	97,5	44	9	38,57	21,31	99,5
18	6	36,61	16,66	98	45	9	42,79	21,31	99,5
19	6	43,88	16,66	98	46	12	39,60	23,72	99,5
20	9	36,07	21,31	98	47	12	42,08	23,72	99,5
21	9	44,69	21,31	98	48	9	38,83	21,31	99,6
22	12	36,32	23,72	98	49	9	42,58	21,31	99,6
23	12	44,49	23,72	98	50	12	40,07	23,72	99,6
24	15	38,09	25,91	98	51	12	41,64	23,72	99,6
25	15	43,19	25,91	98	52	9	39,45	21,31	99,8
26	6	37,46	16,66	98,4	53	9	42,04	21,31	99,8
27	6	43,28	16,66	98,4					

Pentru rotorul V1 + diuză 16,3, curbele  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  și punctele de intersecție sunt prezentate grafic în **figura 7.19** respectiv numeric în **tabelul 7.4**, iar **figura 7.20** prezintă diagrama universală. *Valorile randamentului din diagrama universală sunt valori adimensionalizate în raport cu valoarea maximă a randamentului.*

*Tabel 7.4*

*Intersecții curbe  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  cu valori constante de randament  
pentru rotorul V1 și diuza  $\Phi 16,3$*

Nr. crt.	S	n <sub>11</sub>	Q <sub>11</sub>	$\eta/\eta_{max}$	Nr. crt.	S	n <sub>11</sub>	Q <sub>11</sub>	$\eta/\eta_{max}$
	mm	[rpm]	[l/s]	%		mm	[rpm]	[l/s]	%
1	6	45,94	18,54	96	26	6	38,51	18,54	98,5
2	15	45,35	29,42	96	27	6	42,89	18,54	98,5
3	6	45,51	18,54	96,5	28	9	37,46	23,29	98,5
4	12	45,99	26,98	96,5	29	9	44,59	23,29	98,5
5	15	44,94	29,42	96,5	30	12	37,79	26,98	98,5
6	6	45,01	18,54	97	31	12	43,85	26,98	98,5
7	9	45,96	23,29	97	32	15	39,95	29,42	98,5
8	12	45,56	26,98	97	33	15	41,46	29,42	98,5
9	15	44,45	29,42	97	34	6	41,16	18,54	99
10	6	36,43	18,54	97,5	35	6	40,35	18,54	99
11	6	44,44	18,54	97,5	36	9	38,25	23,29	99
12	9	36,11	23,29	97,5	37	9	43,93	23,29	99
13	9	45,57	23,29	97,5	38	12	38,69	26,98	99
14	12	36,24	26,98	97,5	39	12	43,00	26,98	99
15	12	45,08	26,98	97,5	40	9	38,67	23,29	99,25
16	15	36,58	29,42	97,5	41	9	43,52	23,29	99,25
17	15	43,85	29,42	97,5	42	12	39,21	26,98	99,25
18	6	37,37	18,54	98	43	12	42,44	26,98	99,25
19	6	43,76	18,54	98	44	9	39,13	23,29	99,5
20	9	36,72	23,29	98	45	9	43,03	23,29	99,5
21	9	45,12	23,29	98	46	12	39,94	26,98	99,5
22	12	36,95	26,98	98	47	12	41,62	26,98	99,5
23	12	44,52	26,98	98	48	9	39,84	23,29	99,8
24	15	37,81	29,42	98	49	9	42,19	23,29	99,8
25	15	43,04	29,42	98					

Pentru rotorul V2 + diuză 14,8, curbele  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  și punctele de intersecție sunt prezentate grafic în figura 7.21 respectiv numeric în tabelul 7.5, iar figura 7.22 prezintă diagrama universală. *Valorile randamentului din diagrama universală sunt valori adimensionalizate în raport cu valoarea maximă a randamentului.*

Pentru rotorul V2 + diuză 16,3, curbele  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  și punctele de intersecție sunt prezentate grafic în figura 7.23 respectiv numeric în tabelul 7.6, iar figura 7.24 prezintă diagrama universală. *Valorile randamentului din diagrama universală sunt valori adimensionalizate în raport cu valoarea maximă a randamentului.*

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

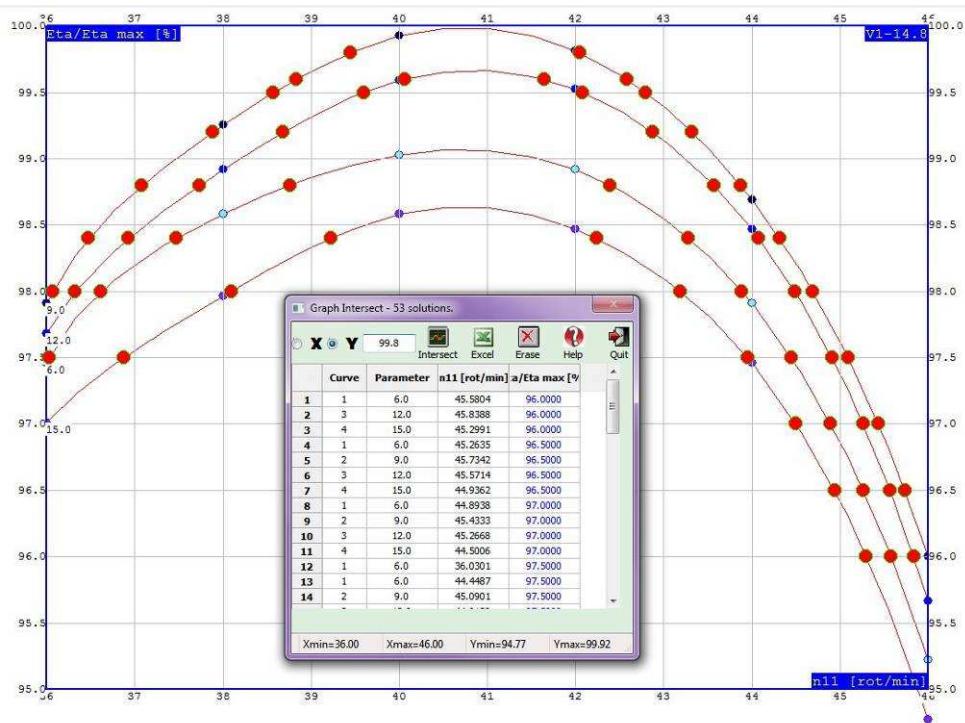


Fig. 7.17 Intersecții curbe  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  cu valori constante de randament pentru rotorul V1 și diuza  $\Phi 14,8$

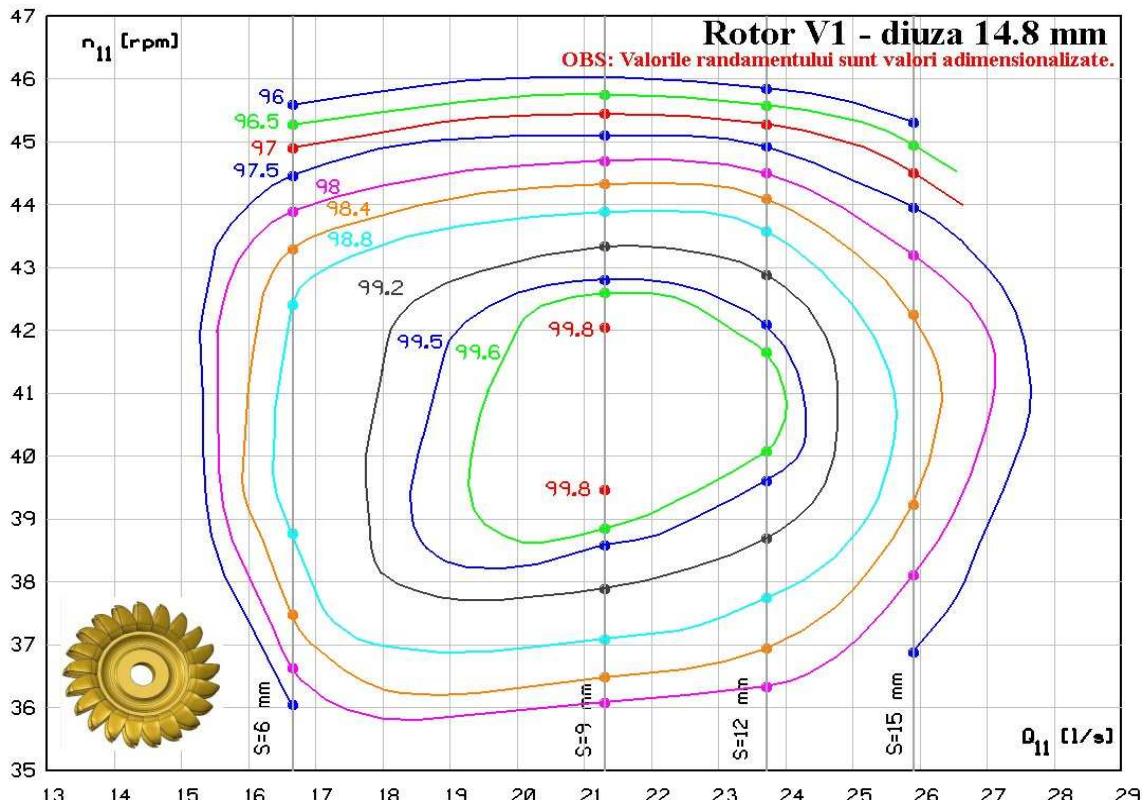


Fig. 7.18 Diagrama universală pentru rotorul V1 și diuza  $\Phi 14,8$

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

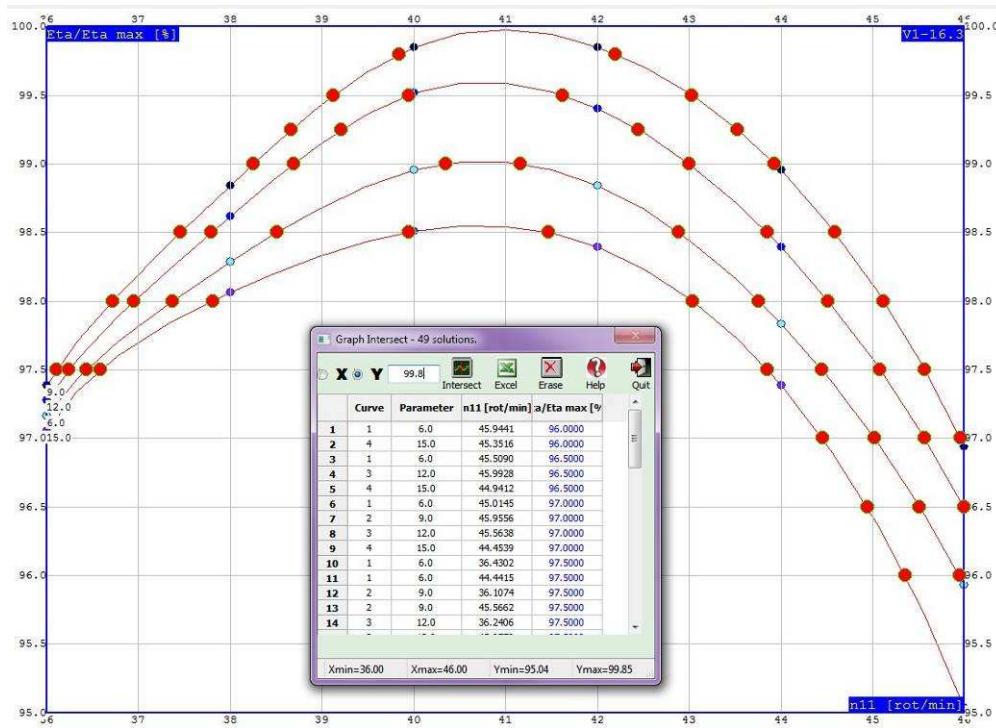


Fig. 7.19 Intersecții curbe  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  cu valori constante de randament pentru rotorul V1 și diuza  $\Phi 16,3$

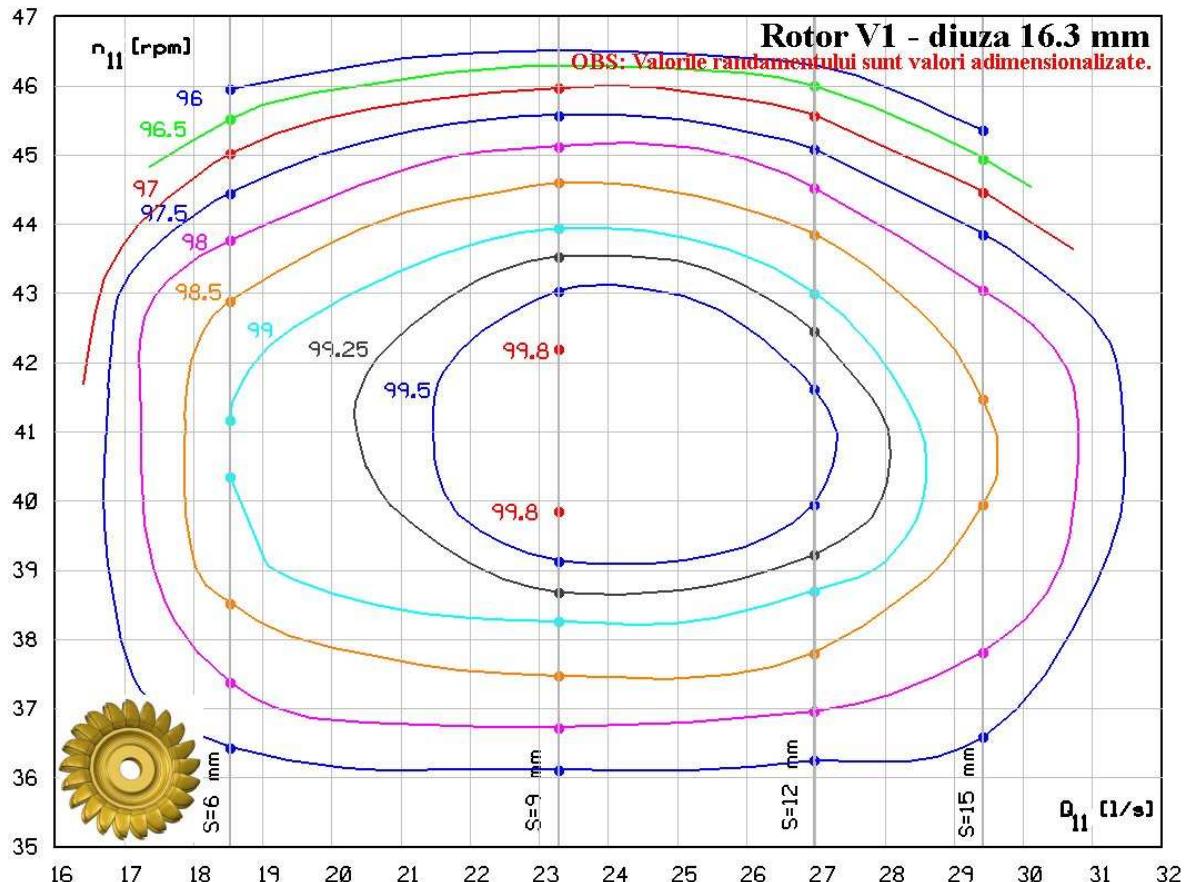


Fig. 7.20 Diagrama universală pentru rotorul VI și diuza  $\Phi 16,3$

*Tabel 7.5*

*Intersecții curbe  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  cu valori constante de randament  
pentru rotorul V2 și diuza  $\Phi 14,8$*

Nr. crt.	S	n <sub>11</sub>	Q <sub>11</sub>	η/η <sub>max</sub>	Nr. crt.	S	n <sub>11</sub>	Q <sub>11</sub>	η/η <sub>max</sub>
	mm	[rpm]	[l/s]	%		mm	[rpm]	[l/s]	%
1	6	45,61	16,66	96	28	6	38,56	16,66	98,5
2	9	45,90	21,31	96	29	6	42,88	16,66	98,5
3	12	45,79	23,72	96	30	9	36,73	21,31	98,5
4	15	45,05	25,91	96	31	9	44,10	21,31	98,5
5	6	45,26	16,66	96,5	32	12	37,31	23,72	98,5
6	9	45,63	21,31	96,5	33	12	43,84	23,72	98,5
7	12	45,52	23,72	96,5	34	6	39,26	16,66	98,75
8	15	44,59	25,91	96,5	35	6	42,24	16,66	98,75
9	6	44,86	16,66	97	36	9	37,14	21,31	98,75
10	9	45,32	21,31	97	37	9	43,83	21,31	98,75
11	12	45,21	23,72	97	38	12	37,84	23,72	98,75
12	15	36,12	25,91	97	39	12	43,48	23,72	98,75
13	15	44,04	25,91	97	40	9	37,64	21,31	99
14	6	36,46	16,66	97,5	41	9	43,54	21,31	99
15	6	44,37	16,66	97,5	42	12	38,41	23,72	99
16	9	44,97	21,31	97,5	43	12	43,03	23,72	99
17	12	44,85	23,72	97,5	44	9	38,21	21,31	99,25
18	15	37,17	25,91	97,5	45	9	43,20	21,31	99,25
19	15	43,35	25,91	97,5	46	12	39,06	23,72	99,25
20	6	37,41	16,66	98	47	12	42,43	23,72	99,25
21	6	43,75	16,66	98	48	9	38,86	21,31	99,5
22	9	36,14	21,31	98	49	9	42,79	21,31	99,5
23	9	44,57	21,31	98	50	12	41,43	23,72	99,5
24	12	36,45	23,72	98	51	12	40,04	23,72	99,5
25	12	44,41	23,72	98	52	9	39,87	21,31	99,8
26	15	38,51	25,91	98	53	9	42,10	21,31	99,8
27	15	42,40	25,91	98					

Intersecția curbelor cu valori constante ale randamentului s-a efectuat cu aplicația GraphPython [49], un instrument care permite analiza, vizualizarea datelor numerice și interpolarea curbelor reprezentate prin funcții spline. Datele inițiale pentru trasarea curbelor sunt importate din Microsoft Excel, iar punctele obținute din intersecții cu valori constante ale randamentului sunt exportate în Excel.

Punctele obținute în aplicația GraphPython, care reprezintă intersecții cu valori constante ale randamentului sunt exportate din Excel în aplicația Microstation [50], unde s-a realizat trasarea grafică a diagramelor universale.

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici

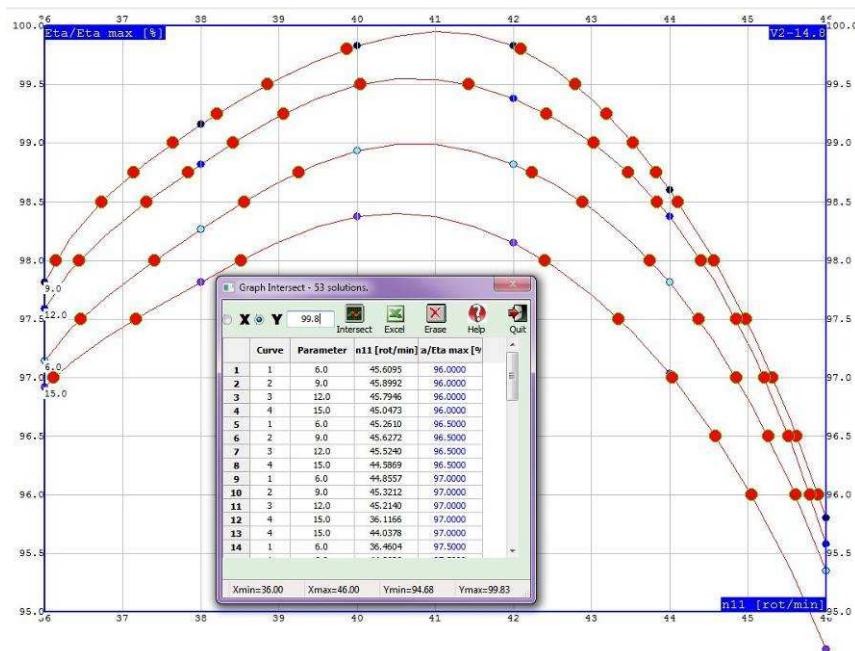


Fig. 7.21 Intersecții curbe  $\eta/\eta_{\max} = f(n_{11})$  cu valori constante de randament pentru rotorul V2 și diuza  $\Phi 14,8$

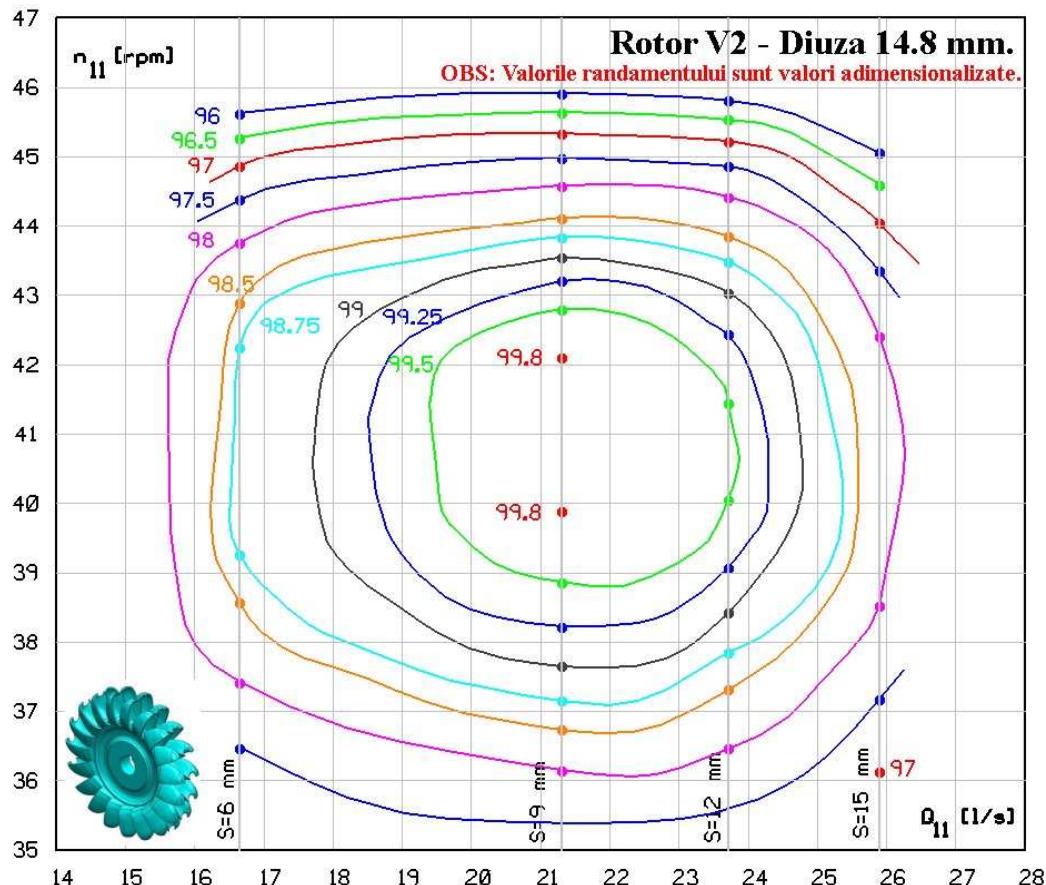
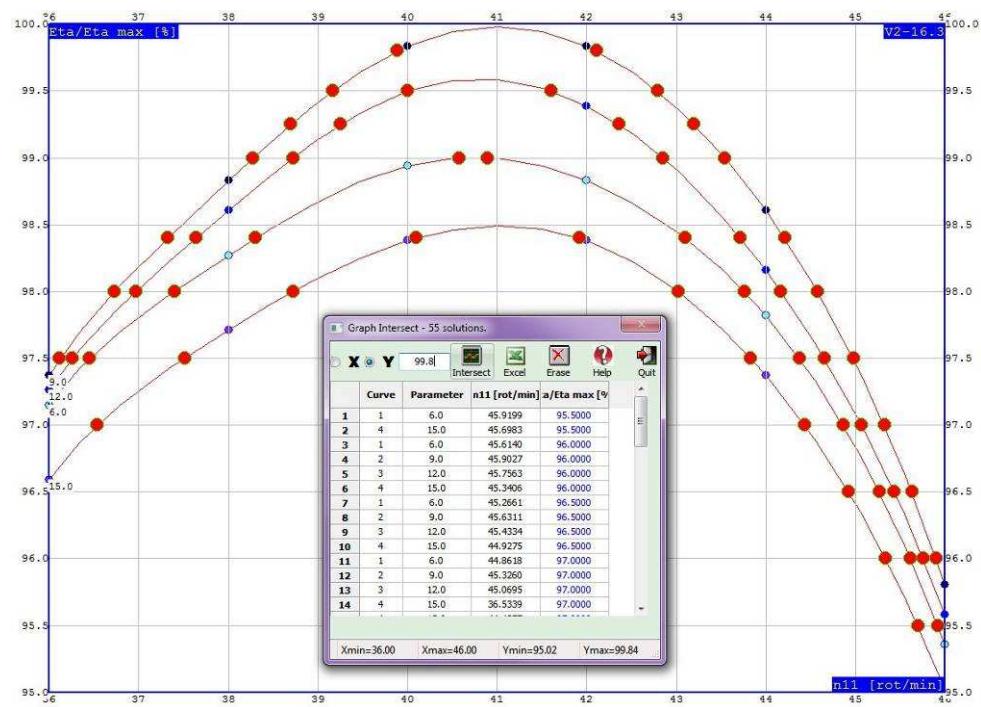
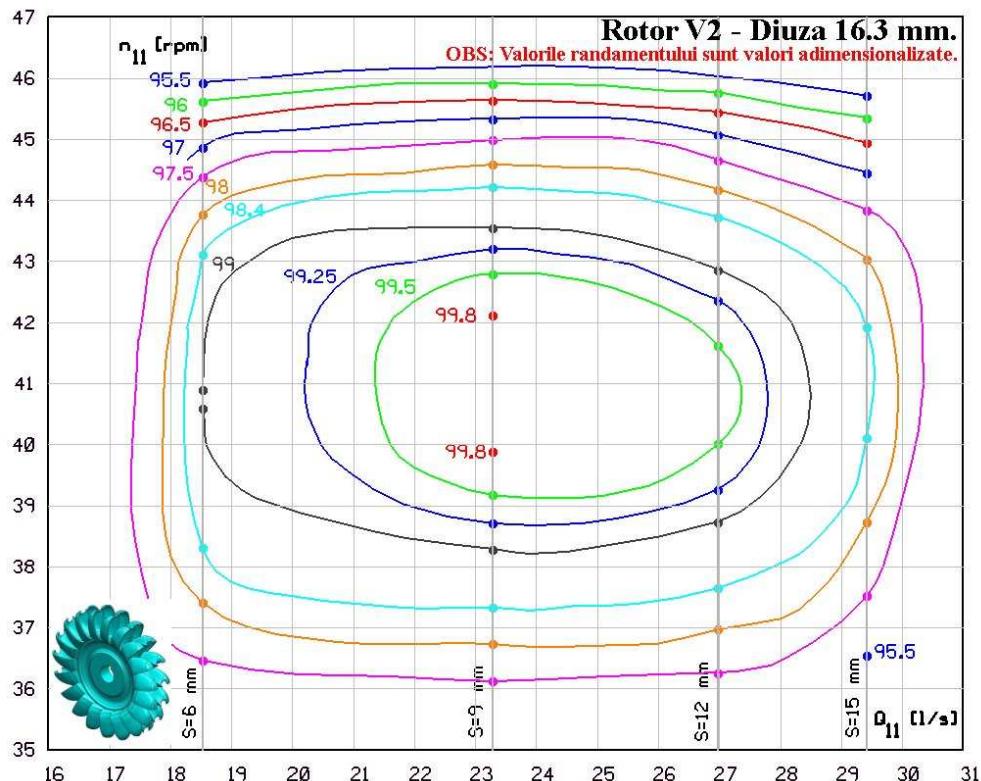


Fig. 7.22 Diagrama universală pentru rotorul V2 și diuza  $\Phi 14,8$

## Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici



*Fig. 7.23 Intersecții curbe  $\eta/\eta_{\max} = f(n_{11})$  cu valori constante de randament pentru rotorul V2 și diuza  $\Phi 16,3$*



*Fig. 7.24 Diagrama universală pentru rotorul V2 și diuza  $\Phi 16,3$*

*Tabel 7.6*

*Intersecții curbe  $\eta/\eta_{max}=f(n_{11})$  cu valori constante de randament  
pentru rotorul V2 și diuza  $\Phi 16,3$*

Nr. crt.	S	n <sub>11</sub>	Q <sub>11</sub>	$\eta/\eta_{max}$	Nr. crt.	S	n <sub>11</sub>	Q <sub>11</sub>	$\eta/\eta_{max}$
	mm	[rpm]	[l/s]	%		mm	[rpm]	[l/s]	%
1	6	45,92	18,54	95,5	29	12	44,17	26,98	98
2	15	45,70	29,42	95,5	30	15	38,72	29,42	98
3	6	45,61	18,54	96	31	15	43,02	29,42	98
4	9	45,90	23,29	96	32	6	38,30	18,54	98,4
5	12	45,76	26,98	96	33	6	43,10	18,54	98,4
6	15	45,34	29,42	96	34	9	37,32	23,29	98,4
7	6	45,27	18,54	96,5	35	9	44,21	23,29	98,4
8	9	45,63	23,29	96,5	36	12	37,64	26,98	98,4
9	12	45,43	26,98	96,5	37	12	43,72	26,98	98,4
10	15	44,93	29,42	96,5	38	15	40,10	29,42	98,4
11	6	44,86	18,54	97	39	15	41,92	29,42	98,4
12	9	45,33	23,29	97	40	6	40,90	18,54	99
13	12	45,07	26,98	97	41	6	40,58	18,54	99
14	15	36,53	29,42	97	42	9	38,28	23,29	99
15	15	44,44	29,42	97	43	9	43,54	23,29	99
16	6	36,45	18,54	97,5	44	12	38,72	26,98	99
17	6	44,38	18,54	97,5	45	12	42,85	26,98	99
18	9	36,12	23,29	97,5	46	9	38,70	23,29	99,25
19	9	44,98	23,29	97,5	47	9	43,20	23,29	99,25
20	12	36,25	26,98	97,5	48	12	39,25	26,98	99,25
21	12	44,65	26,98	97,5	49	12	42,36	26,98	99,25
22	15	37,51	29,42	97,5	50	9	39,16	23,29	99,5
23	15	43,83	29,42	97,5	51	9	42,79	23,29	99,5
24	6	37,40	18,54	98	52	12	40,00	26,98	99,5
25	6	43,76	18,54	98	53	12	41,60	26,98	99,5
26	9	36,73	23,29	98	54	9	39,88	23,29	99,8
27	9	44,58	23,29	98	55	9	42,11	23,29	99,8
28	12	45,92	18,54	95,5	29	12	44,17	26,98	98

#### 7.4 Concluzii

Cercetările experimentale au vizat măsurarea parametrilor microturbinei Pelton și s-au efectuat pentru cele 2 variante de rotoare proiectate V1 și V2 respectiv 3 variante de diuze  $\Phi 13,3$  mm,  $\Phi 14,8$  mm și  $\Phi 16,3$  mm. Măsurătorile primare au fost prelucrate în vederea generării diagramelor universale  $n_{11}=f(Q_{11}, \eta / \eta_{T_{max}})$  pentru următoarele 5 combinații: rotor V1 + diuză 13,3, rotor V1 + diuză 14,8, rotor V1 + diuză 16,3, rotor V2 + diuză 14,8, rotor V2 + diuză 16,3. Valorile randamentului din diagrama universală sunt valori adimensionale în raport cu valoarea

## *Cercetări teoretice și experimentale privind microturbine de înaltă cădere și debite mici*

maximă a randamentului, motiv pentru care în toate diagramele valoarea maximală adimensionalizată este aproape de 100%. La toate diagramele universale turația optimă  $n_{11}$  se aliniază aproximativ la aceeași valoare  $n_{11\text{ opt}} \approx 41$  rot/min, ceea ce este specific turbinelor Pelton.

Din măsurările experimentale rezultă că combinațiile optime rotor-diuza sunt:

- rotorul V1 cu 21 cupe și diuza  $\Phi 14.8$ ;
- rotorul V2 cu 19 cupe și diuza  $\Phi 16.3$ .

Chiar dacă din calculul de rezistență a cupei a rezultat faptul că cupa nu este solicitată, coeficientul de siguranță fiind  $\approx 5$ , încercările efectuate au confirmat 2 idei importante:

- geometria creată prin prototipare rapidă a rezistat foarte bine tuturor încercărilor experimentale, fără a se înregistra nici un incident pe durata experimentărilor;
- tehnologia de prototipare rapidă poate fi utilizată pentru a crea geometrii de rotoare sau alte componente care pot fi încercate experimental pe stand.

Astfel se creează premizele utilizării și în viitor a acestei tehnologii pentru crearea părților profilate ale microturbinelor, utilizabile în etapa de cercetare experimentală, avantajele evidente fiind oferite de rapiditatea execuției componentelor, precizia ridicată (0,1 mm) și prețul de cost mai redus comparativ cu tehnologiile clasice.

## **Cap. 8 CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR**

### **8.1 Concluzii finale și contribuții personale**

Teza de doctorat s-a axat pe studiul, proiectarea, execuția și cercetarea experimentală pe o microturbină Pelton, destinată căderilor ridicate și debitelor mici. Rezultatele acesteia constau în:

- rezultate teoretice (aplicație de proiectare rotoare Pelton, rezultate măsurători, rezultate simulări numerice, rezultate calcule de rezistență) care pot fi utilizate la proiectarea de noi geometrii de rotoare și injectoare;
- prototipul fizic al microturbinelor, care poate fi utilizat în viitoare cercetări experimentale, ca material didactic sau ca material publicitar la expoziții, simpozioane sau conferințe.

Proiectarea prototipurilor industriale de turbine sau microturbine se bazează pe măsurătorile pe modele de turbine, motiv pentru care fiecare firmă furnizoare de turbine are un patrimoniu de modele încercate experimental. Dimensionarea prototipurilor industriale se bazează pe diagramele universale determinate experimental pe modele, iar garanțiile parametrilor oferiti se verifică de asemenea pe model în prezența beneficiarilor. În acest sens, pe lângă prototipul executat în cadrul tezei, care poate fi utilizat în viitor la măsurarea altor geometrii de rotoare, cea mai valoroasă contribuție a tezei este dată de cele 5 diagrame universale, care pot fi utilizate la proiectarea de prototipuri industriale de microturbine Pelton.

Generarea geometriei celor 2 variante de rotoare Pelton prin prototipare rapidă și utilizarea acestora la experimentări este o altă noutate a tezei, deoarece confirmă posibilitatea generării geometriei rotoarelor într-un timp incomparabil mai redus în raport cu tehnologia clasică, mărind astfel numărul de variante de rotoare posibil de încercat experimental.

**Tabelul 8.1** sintetizează realizările și contribuțiile obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza:

***Tabel 8.1***

***Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza***

<b>Obiectiv teză</b>	<b>Realizări obținute în cadrul tezei</b>	<b>Contribuții personale</b>
Consultare bibliografică asupra turbinelor de înaltă cădere și debite mici.	Sintetizarea rezultatelor actuale asupra turbinelor de înaltă cădere și debite mici.	• Parcurgerea bibliografică a unui număr de 100 referințe bibliografice.

*Tabel 8.1*

*Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza*

<b>Obiectiv teză</b>	<b>Realizări obținute în cadrul tezei</b>	<b>Contribuții personale</b>
Investigarea mărimilor caracteristice ale turbinelor de înaltă cădere și debite mici și prelucrarea statistică a acestora în vederea generării unor relații matematice utilizabile în proiectare la alegerea orientativă a principalilor parametri ai turbinelor Pelton.	Prelucrarea statistică a parametrilor turbinelor realizate (tabel 3.1).	<ul style="list-style-type: none"> <li>Reprezentarea grafică a dependenței mărimilor caracteristice pentru turbine de înaltă cădere și debite mici (graficele 3.1 ÷ 3.7, 3.8, 3.9).</li> <li>Exprimarea analitică a dependențelor expresiile matematice, pentru valorile minime, medii respectiv maxime, sub formă exponențială sau polinomială de gradul 2 (expresiile 3.13 ÷ 3.35).</li> <li>Calcularea parametrilor principali ai turbinelor Pelton (tabel 3.2) pentru căderile H=400, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600 m, calculați prin relațiile 3.3, 3.9, 3.13÷3.35.</li> <li>Aceste contribuții au aplicare imediată la proiectarea turbinelor Pelton.</li> </ul>
Concepția unei aplicații informaticice de calcul a geometriei cupelor Pelton.		<ul style="list-style-type: none"> <li>S-a elaborat aplicația de proiectare a rotoarelor Pelton „PeltonDesign”, elaborată în limbajul de programare Python.</li> <li>Aplicația are aplicare imediată la proiectarea turbinelor Pelton.</li> </ul>
Proiectare constructivă microturbină Pelton.	<ul style="list-style-type: none"> <li>Proiectul de execuție al microturbiniei.</li> <li>Desene de execuție a componentelor și ansamblului</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>S-a elaborat proiectul de execuție al microturbiniei, care include inclusiv partea de măsurare a forței.</li> </ul>

*Tabel 8.1*

*Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza*

<b>Obiectiv teză</b>	<b>Realizări obținute în cadrul tezei</b>	<b>Contribuții personale</b>
	microturbinei.	
Proiectare constructivă de variante de rotoare și injectoare.	<ul style="list-style-type: none"> <li>Desene de execuție a 2 variante de rotoare.</li> <li>Desene de execuție a 3 variante de injectoare.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>S-au proiectat 2 variante de rotoare, cu 21 respectiv 19 cupe.</li> <li>S-au proiectat 3 variante de injectoare, cu diametrele diuzei <math>\Phi 13,3</math> mm, <math>\Phi 14,8</math> mm și <math>\Phi 16,3</math> mm.</li> </ul>
Simularea numerică a curgerii și calcule de rezistență a unor componente ale microturbinei.	<ul style="list-style-type: none"> <li>Simularea numerică a curgerii jetului liber.</li> <li>Calcul de rezistență pe cupa Pelton.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Calcul caracteristica de debit a injectorului prin simulare numerică.</li> <li>Calcul caracteristica de forță a injectorului prin simulare numerică.</li> <li>Calcul solicitărilor în cupa Pelton prin simulare numerică.</li> <li>Etapele de calcul pot fi aplicate la calcularea teoretică a caracteristicilor și a solicitărilor pentru orice altă geometrie de injector sau rotor.</li> </ul>
Execuția componentelor microturbinei.	<ul style="list-style-type: none"> <li>Prototip fizic microturbină.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Execuție componente prototip prin procedee clasice și prototipare rapidă.</li> </ul>
Încadrarea microturbinei în standul experimental.	<ul style="list-style-type: none"> <li>Cercetări experimentale pe standul S.C. Hydro-Engineering S.A. Reșița.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Rezultate experimentale pe microturbina Pelton, concretizate prin 5 diagrame universale cu aplicare imediată la proiectarea turbinelor Pelton.</li> </ul>
Cercetări experimentale derulate pe variante de rotoare respectiv injectoare.	<ul style="list-style-type: none"> <li>Participare la măsurători, efectuate pe 2 variante de rotoare și 3 variante de injectoare.</li> </ul>	

## 8.2 Direcții viitoare de cercetare

Direcțiile viitoare de cercetare sunt următoarele:

- ✓ proiectarea și prototiparea rapidă a unor noi rotoare cu geometrie și număr de palete diferit;
- ✓ proiectarea și prototiparea rapidă a unor noi geometrii de injectoare (diuze și ac injector);
- ✓ proiectarea și realizarea unei carcase cu dimensiuni mai mari și cu peretele din spate înclinat, pentru a asigura evacuarea mai bună a apei turbine;
- ✓ înlocuirea alternatorului cu un motor de curent continuu;
- ✓ cercetări experimentale pe noile geometrii ale rotorului, injectoarelor și carcasei.

## 8.3 Diseminarea rezultatelor

Pe parcursul perioadei de doctorat am participat la o serie de conferințe naționale și internaționale în domeniul ingineriei mecanice. În urma participării la aceste activități științifice în cadrul cărora am expus activitatea și rezultatele studiilor doctorale, au rezultat un număr de 9 lucrări publicate reviste (3 indexate CNCSIS categoria B, 5 BDI, și 1 la o conferință internațională) în proceedings-uri sau în reviste după cum urmează:

1. Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., Pop F. M., Avasiloaie R. C., *The Aerodynamic Force Calculus for a Plate Immersed in a Uniform Air Stream Using SolidWorks Flow Simulation Module*, Proceedings of the 4<sup>th</sup> WSEAS International Conference on Finite Differences-Finite Elements-Finite Volumes-Boundary Elements (F-and-B '11), pag. 98÷103, ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011, (BDI).
2. Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., Pop F. M., Avasiloaie R. C., *The Hydrodynamic Characteristics Calculus for Isolated Profile Go428 using Solidworks Flow Simulation Module*, Proceedings of the 4<sup>th</sup> WSEAS International Conference on Finite Differences-Finite Elements-Finite Volumes-Boundary Elements (F-and-B '11), pag. 92÷97, ISBN 978-960-474-298-1, Paris, 28-30.04.2011, (BDI).
3. Nedelcu D., Ianici D., Nedeloni M. D., Daia D., Pop F. M., Avasiloaie R. C., *Calculul forței aerodinamice și distribuției de presiuni pentru un coș vertical*, ȘTIINȚĂ ȘI INGINERIE, an XI, vol. 20, pag. 269÷276, ISSN 2067-7138, București, 2011 (indexată CNCSIS categoria B).

4. Nedelcu D., Avasiloaie R. C., Florea D., *Aplicarea ingineriei inverse pentru reconstrucția geometriei unui rotor*, ȘTIINȚĂ ȘI INGINERIE, an XIII, vol. 23, pag. 411÷418, ISSN 2067-7138, București, 2013 (indexată CNCSIS categoria B).
5. Nedelcu D., Avasiloaie R. C., Florea D., *Studiul numeric al concentratorului de tensiune pentru o bară cu crestură în „V” supusă solicitării de întindere*, ȘTIINȚĂ ȘI INGINERIE, an XIII, vol. 23, pag. 531÷538, ISSN 2067-7138, București, 2013 (indexată CNCSIS categoria B).
6. Nedeloni M. D., Nedelcu D., Cîmpian V. C., Chiruș D., Avasiloaie R. C., Florea D., *Research regarding the Cavitation Erosion Resistance of the Stainless Steel with 13% Cr and 4% Ni used to manufacture the components of Kaplan, Francis and Pelton hydraulic turbines*, Constanta Maritime University Annals, vol. 19, pag. 129÷132, ISSN: 1582-3601 (BDI).
7. Nedelcu D., Avasiloaie R. C., Florea D., Rajic A., *Applications of the Rapid Prototyping Technology to manufacture the Pelton runner*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, an XX, nr. 1, ISSN: 1453-7397 (BDI).
8. Nedelcu D., Rajic A., Florea D., Avasiloaie R. C., *The Reverse Engineering of a Spring Support using the Noomeo Optinum 3D scanner and the Rapidform XOR3 software*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU”, an XX, nr. 1, ISSN: 1453-7397 (BDI).
9. Hopotă A., Nedelcu D., Avasiloaie R. C., *The Pelton runner design methodology*, 2<sup>nd</sup> edition of the THINK-HYDRO, International Conference, November 13-15, 2013, Resita, Romania.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] Ancușa, V., *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice – Volumul II*, 1980.
- [2] Anton, I., *Turbine hidraulice*, Editura Facla, Timișoara, 1979.
- [3] Anton L.E., Baya A., *Mașini și echipamente hidromecanice*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2001.
- [4] Anton, V., Popoviciu, M., Fitero, I., *Hidraulică și mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1978.
- [5] Bărglăzan, A. - *Mașini hidraulice*, Editura Institutului Politehnic Timișoara, 1951.
- [6] Barglazan, M., Catanase, A., *Dynamic identification of hydraulic turbines of Pelton type*, Proceedings of the 5th IASME / WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, Athens, Greece, 25-27 August, 2007.
- [7] Bărglăzan, M., *Turbine hidraulice și transmisii hidrodinamice*, Editura Politehnica, Timișoara, 2001.
- [8] Berce, P., Balc, N., Ancau, M., §.a. - *Fabricarea rapidă a prototipurilor*, Editura Tehnică, București, 2000.
- [9] Boldea, I., *Conversia directă a energiei – Producerea directă a energiei electrice*, Institutul Politehnic „Traian Vuia”, Timișoara, 1977.
- [10] Brekke, H., *Performance and safety of hydraulic turbines*, The 25<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timișoara, Romania, 20-24 September, 2010.
- [11] Catanase, A., Bărglăzan, M., Hora, C., *Numerical simulation of a free jet in Pelton Turbine*, Scientific Bulletin of the “Politehnica” University of Timisoara, Transaction on Mechanics - Proceedings of The 6<sup>th</sup> International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics “HMM 2004”, Tom 49 (63), Special Issue, ISSN 1224-6077, Timișoara, 21-22 Octombrie 2004.
- [12] Cazan G., *Utilizarea surselor regenerabile de energie în România*, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XI, vol. 20, pag. 49÷56, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, București, 2011.
- [13] Ciobanu, B., *Turbomașini hidraulice – Partea I Hidrogeneratoare*, Iași, 2008.
- [14] Climescu, O.L., *Modelarea și optimizarea unui mecanism planetar cu lanț utilizabil ca amplificator de turăție în micro-hidrocentrale*, Teză de doctorat, Universitatea Transilvania din Brașov, Septembrie, 2012.

- [15] Câmpian V. C., *Curs general de turbopompe*, Editura Eftimie Murgu, ISBN 973-99416-8-0, Reșița, 2000.
- [16] Câmpian V. C., *Turbine hidraulice de mică putere și microturbine. Principii de funcționare. Soluții constructive*, Editura Orizonturi Universitare, ISBN 973-638-036-X, Timișoara, 2003.
- [17] Deac C.D., *Oportunitatea utilizării energiei solare în România*, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XII, vol. 21, pag. 365÷370, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, București, 2012.
- [18] Deac C., Marina A.M., Biriş I., *Valorificarea resurselor eoliene în România*, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XI, vol. 20, pag. 139÷146, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, București, 2011.
- [19] Dordea, T., ş.a., *Memoriu protest privind vânzarea, prin listare la Bursă, a unor active din patrimoniul deținut de S.C. Hidroelectrica S.A. – proprietate a Poporului Român*, ȘTIINȚĂ ȘI INGINERIE, volumul 23, pag. XXIV÷XXIX, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, București, 2013.
- [20] Chiselev, P., *Îndreptar pentru calcule hidraulice* (traducere din limba rusă), Vol. 1, Editura Energetică de Stat, 1953.
- [21] Edel, I. U., *Pelton Hydraulic Turbines* (traducere din limba rusă), Editura Masghiz, Moscova, 1963.
- [22] Exarhu, M., *Turbine hidraulice și turbotransmisii*, Institutul Politehnic București, 1983.
- [23] Exarhu, M., *Mașini și instalații hidraulice și pneumatice*, Editura Andor Tipo, ISBN 973-0-04409-0, București, 2006.
- [24] Fiereder, R., Riemann, S., Schilling, R., *Numerical and experimental investigation of the 3D free surface flow in a model Pelton turbine*, The 25<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timișoara, Romania, 20-24 September, 2010.
- [25] Ganz Holding, Hydro Turbines, Ganz Energetics Ltd, <http://ganzholding.hu/enindex.html>.
- [26] Georgescu, A.M., Georgescu, S.C., *Hidraulica rețelelor de conducte și mașini hidraulice*, Editura Printech, București, 2007.
- [27] Gilkes. G., *Low cost Pelton turbine design and testing*, Report Number:

H/03/00074/REP, URN 03/1246, Gilbert Gilkes & Gordon Ltd., 2003.

[28] Gillich N., Piroi I., *Producerea, transportul și distribuția energiei electrice*, Editura Eftimie Murgu, ISBN 978-973-1906-39-3, Reșița, 2009.

[29] Grama, I., Arsenie, D., Mandrescu, G., *Specification for obtaining minimum dimensions of the Pelton water wheel, when the debit and fall of water head are given*, Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, Transaction on Mechanics - Proceedings of The 6<sup>th</sup> International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics "HMM 2004", Tom 49 (63), Special Issue, ISSN 1224-6077, Timișoara, 21-22 Octombrie 2004.

[30] Gurzău D.I., Nechita A., Biriş I., *Aspecte privind valorificarea energiei geotermale în România*, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XI, vol. 20, pag. 107÷114, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, București, 2011.

[31] Hopota A., Neda T., Megheleș O., *Compact micro-hydro-aggregates for storage plants exploiting the secondary hydraulic potential*, Proceedings of the 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics – HMH 2004, Timișoara.

[32] Hopota A., Grando I., *Microhidroaggregate cu puteri până la 5 KW cu funcționare în sistem izolat*, THINK-HYDRO Conference, Reșița, 2011.

[33] Jošt, D., Mežnar, P., Lipej, A., *Numerical prediction of Pelton turbine efficiency*, The 25<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timișoara, Romania, 20-24 September, 2010.

[34] Keck, H., Sick, M., *Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic Turbomachines*, Acta Mech 201, pag. 211–229, 2008.

[35] Kjolle, A., *Hydropower in Norway. Mechanical Equipment*, Trondheim, 2001.

[36] Kovalev, N.N., *Turbine hidraulice. Construcții și probleme de proiectare*, Editura Mașinostroenie, Leningrad, 1971.

[37] Lăcătușu V., Exarhu M., *Turbine Hidraulice*, Societatea Comercială de Formare a Energeticienilor din România („FORMENERG” – S.A.), 2005.

[38] Lăcătușu V., Paveliu I., *Exploatarea echipamentelor și instalațiilor mecanice din centralele hidroelectrice (stavile, vane, pompe, compresoare, turbine, instalații auxiliare)*, Societatea Comercială de Formare a Energeticienilor din România („FORMENERG” – S.A.), 2009.

[39] Lăcătușu V., Paveliu I., *Exploatarea echipamentelor și instalațiilor mecanice din*

centralele hidroelectrice (*Turbina Pelton*), Societatea Comercială de Formare a Energeticenilor din România („FORMENERG” – S.A.), 2008.

[40] Lăcătușu V., Paveliu I., *Evenimente mecanice de exploatare în CHE și modul lor de gestionare*, Societatea Comercială de Formare a Energeticenilor din România („FORMENERG” – S.A.), 2009.

[41] Mânzat, A., Deac, C. D., *Oportunitatea utilizării energiei solare în România*, ȘTIINȚĂ ȘI INGINERIE, volumul 21, pag. 365÷370, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, București, 2012.

[42] Matthias, H.B., Promper O., *Numerical simulation of the free surface flow in Pelton Turbines*, Scientific Bulletin of the “Politehnica” University of Timisoara, Transaction on Mechanics - Proceedings of The 6<sup>th</sup> International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics “HMM 2004”, Tom 49 (63), Special Issue, ISSN 1224-6077, Timișoara, 21-22 Octombrie 2004.

[43] Matthias, H.-B., Prost, J., Rossegger, C., *Investigation of the Flow in Pelton Turbines and the Influence of the Casing*, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 3, No. 4, pag. 239-247, 1997.

[44] Mindak R.T., Deac C.D., *Energia eoliană în contextul dezvoltării durabile*, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XII, vol. 21, pag. 383÷390, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, București, 2012.

[45] Muggli, F., Zhang, Z., Innotec, S., *On the Way Towards the Fully Simulated Pelton Turbine*, SULZER TECHNICAL REVIEW 1/2003.

[46] Nasir, B. A., *Design of high efficiency Pelton Turbine for Microhydropower Plant*, International Journal of Electrical Engineering & Technology (IJEET), ISSN 0976 – 6553 (Online), Volume 4, Issue 1, January- February 2013.

[47] Nedelcu, D., Pop, F.M., Cojocaru, V., Hopota, A., *Prototiparea rapida a unui rotor Pelton*, A XII-a Conferinta Nationala multidisciplinara-cu participare internationala „Profesorul Dorin PAVEL-Fondatorul hidroenergeticii romanesti” 1-2 iunie 2012, Sebeș, An XII Vol. 21/2012, ISSN 2067-7138.

[48] Nedelcu Dorian – *Proiectare și simulare numerica cu SOLIDWORKS*, Editura Eurostampa, Timisoara, ISBN 978-606-569-276-3, 2011.

- [49] Nedelcu Dorian – *Voice Commands of a 2D Graph*, Annual symposium of the Institute of Solid Mechanics SISOM 2010, Bucharest, May 27-28., 2010.
- [50] Nedelcu Dorian – *Proiectarea asistată de calculator prin Microstation*, Editura Eurostampa Timișoara, ISBN 973-8244-03-X, 2001.
- [51] Nedelcu, D., Avasiloaie, R., Florea, D., *Aplicarea ingineriei inverse pentru reconstructia unui rotor*, ȘTIINȚĂ ȘI INGINERIE”, An XIII, Vol. 23, ISSN 2067-7138, București, 2013.
- [52] Nedelcu, D., Avasiloaie, R., Florea, D., Rajic, A., *Applications of the Rapid Prototyping Technology to Manufacture the Pelton Runners*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU” REȘIȚA, ANUL XX, NR. 1, ISSN 1453 – 7397, 2013.
- [53] Nedelcu, D., Rajic, A., Florea, D., Avasiloaie, R., *The Reverse Engineering of a Spring Support using the Noomeo Optimum 3D Scanner and the Rapidform XOR3 Software*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU” REȘIȚA, ANUL XX, NR. 1, ISSN 1453 – 7397, 2013.
- [54] Nedelcu, D., Câmpian, C.V., Pădurean, I., *Stress and Deformations on Pelton Blade Turbine calculated by Finite Elements Method*, Scientific Bulletin of the “Politehnica” University of Timisoara, Transaction on Mechanics - The International Conference on Hydraulic Machinery and Equipments “HME 2008”, Tom 53 (67), Special Issue, ISSN 1224-6077, Timișoara, 16-17 Octombrie 2008.
- [55] Nicolae, Gh., Sulugiu, M., *Hidraulica – Note de curs*, Instittul de Marină “Mircea cel Bătrân”, Constanța, 1985.
- [56] Objet, *Materials Data Sheets, Material Simulating Standard Plastics*.
- [57] Paish, O., *Small hydro power: technology and current status*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 6 (2002) 537–556.
- [58] Pavel, D., *Mașini hidraulice*, Vol. 1, Editura Energetică de Stat, 1954.
- [59] Pavlov D., Mircea L., Sălcianu C.L., *Utilizarea energiei vântului în România*, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XI, vol. 20, pag. 147÷152, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, București, 2011.
- [60] Patel, K., Patel, B., Yadav, M., Foggia, T., *Development of Pelton turbine using numerical simulation*, The 25<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems,

Timișoara, Romania, 20-24 September, 2010.

- [61] Piroi I., *Utilizarea energiei electrice*, Editura Eftimie Murgu, ISBN 978-973-1906-27-0, Reșița, 2009.
- [62] Piroi I., Cziple F., Pomoja F., *Conversia enrgiei regenerabile a apei, pământului și a deșeurilor organice*, Colecția ORIZONTURI TEHNICE, Editura Eftimie Murgu, ISBN 978-973-1906-86-7, Reșița, 2010.
- [63] Pomoja, F., *Contribuții privind îmbunătățirea performanțelor tehnice ale turbinelor cu flux transversal cu puterea sub 10 kW*, Teză de doctorat, Universitatea Eftimie Murgu Reșița, Decembrie, 2012
- [64] Popovociu M. O., Bordeașu I., *Necesitatea valorificării micropotențialului hidraulic în România*, Buletinul AGIR – Energii alternative, nr.3, ISSN-L 1224-7928, pag. 62÷68, iulie-septembrie, 2007.
- [65] Payne, J., *Beginning Python. Using Python 2.6 and 3.1*, Wiley Publishing Inc., ISBN 978-0-470-41463-7, 2010.
- [66] Robescu D., Naianu B.P., *Pompe, ventilatoare, suflante și compresoare*, Editura AISTEDA, București, 2002.
- [67] Sadlo, F., Peikert, R., Parkinson, E., *Vorticity Based Flow Analysis and Visualization for Pelton Turbine Design Optimization*, Appeared in the Proceedings of IEEE Visualization, 2004.
- [68] Solemslie, B. W., Dahlhaug, O. G., *A reference Pelton turbine design*, The 26<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China 19 – 23 August, 2012.
- [69] Spînu I., Deac C.D., *Valorificarea energiei valurilor*, ȘTIINȚĂ ȘI TEHNICĂ, an XII, vol. 21, pag. 403÷410, Editura AGIR, ISSN 2067-7138, București, 2012.
- [70] Stroîță D.C., *Identificarea dinamică a turbinelor cu dublu flux*, Teză de doctorat, Timișoara, ISSN 1842-4937, ISBN 978-973-625-902-9, 2009.
- [71] Stematiu, D., *Amenajări hidroenergetice*, Editura CONSPRESS, București, 2008.
- [72] Ursu I., Mercea V., Groșanu L., Mircioiu C., Văsaru G., *Investigații în domeniul energiei – Volumul I*, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1982.
- [73] Velicescu, C., *Ingineria sistemelor de producere și distribuție a energiei electrice*, Ediție revizuită, Editura Politehnica, Timișoara, 2005.

- [74] Vințan, M., *Producerea, transportul și distribuția energiei electrice*, Editura Matrix Rom, București, 2009.
- [75] White, F. M., *Fluid Mechanics*, University of Rhode Island, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
- [76] Wollmann, V., *Patrimoniu preindustrial și industrial în România – Volumul III*, Editura Honterus, ISBN 978-973-1725-85-7, Sibiu, 2012.
- [77] Wollmann, V., *Patrimoniu preindustrial și industrial în România – Volumul I*, Editura Honterus, ISBN 978-973-1725-66-6, Sibiu, 2010.
- [78] Xiao, Y. X., Cui, T., Wang, Z. W., Yan, Z. G., *Numerical simulation of unsteady free surface flow and dynamic performance for a Pelton turbine*, The 26<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China, 19 – 23 August, 2012.
- [79] Yadav, S., *Some Aspects of Performance Improvement of Pelton Wheel Turbine with Reengineered Blade and Auxiliary Attachments*, International Journal of Scientific & Engineering Research, ISSN 2229-5518, Volume 2, Issue 9, September, 2011.
- [80] \*\*\* Academician Prof. dr. doc. ing. Anton, I., *Istoricul dezvoltării turbinelor hidraulice din România*, Prelegere invitată la a 11-a Conferință Națională a Cercetării Științifice din Învățământul Superior, Timișoara, 7 mai 2009.
- [81] \*\*\* Design of Pelton turbines.
- [82] \*\*\* Veselý, J., Varner, M., *A Case Study of Upgrading of 62.5MW Pelton Turbine*.
- [83] \*\*\* Brekke, M. H., IEA Technical Report – Small Hydro-Mechanical Equipment, Trondheim, Norway, 2000.
- [84] \*\*\* Gonzalez, E. Y. G., Martínez, S. H., Gamez, A. M., *Measuring system for Pelton Turbine*.
- [85] \*\*\* Raportul științific și tehnic (RST) în extenso, *Harta micropotențialului hidroenergetic al României – Abordari complexe tehnicoeconomice*, Etapa IV, Universitatea din București, 2011.
- [86] \*\*\* Technological Leadership, *Pelton turbine design of Gilgel Gibe II*, The author, Reiner Mack,nis Voith Siemens Hydro's Product Responsible for Pelton turbines.
- [87] \*\*\* Barstad, L. F., *CFD Analysis of a Pelton Turbine*, Norwegian University of Science and Technology, June 2012.

- [88] \*\*\* Kjølle, A., *Hydropower in Norway - Mechanical Equipment*, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, December, 2001.
- [89] \*\*\* HAP - *Best Practice Catalog, Pelton Turbine*, MESA ASSOCIATES, INC. and OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY, Revision 1.0, 12/06/2011.
- [90] \*\*\* *Pelton Turbines*, Kössler Gesellschaft m.b.H., Wasserkraftanlagen, Hauptstraße 122-124, St. Georgen.
- [91] \*\*\* Appendix 6: Choosing the Right Turbine.
- [92] \*\*\* *Universul Ingineresc*, Anul XXIV, Nr. 12 (538), ISSN 1223-0294, București, Editura AGIR, 2013.
- [93] \*\*\* *Universul Ingineresc*, Anul XXIII, Nr. 15 (517), ISSN 1223-0294, București, Editura AGIR, 2012.
- [94] \*\*\* Colleen, S., *Renewable Energy – Science Education Manual*, Horizon Fuel Cell Technologies, 2009.
- [95] [www.cchapt.ro](http://www.cchapt.ro)
- [96] [www.hidroelectrica.ro](http://www.hidroelectrica.ro)
- [97] <http://www.armfield.co.uk>
- [98] <http://www.erneuener-plus.at/turbinenbau.html>
- [99] <http://www.der-wasserwirt.at/index.php?id=78>
- [100] <http://files.harc.edu/Documents/EBS/CEDP/HydropowerPart2.pdf>

# Microturbina Pelton

