



UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI

Cu titlu de manuscris  
C.Z.U.: 621.833.6

**RABEI IVAN**

**OPTIMIZAREA CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALĂ A  
ROTOARELOR ELICOIDALE CU AX VERTICAL ÎN  
VEDEREA EFICIENTIZĂRII CONVERSIEI  
ENERGIEI EOLIENE**

**242.01 – TEORIA MAȘINILOR, MECATRONICĂ**

Teză de doctor în științe inginerești

Conducător științific:

Ciupercă Rodion, conf. univ. dr.

Autor:

**CHIȘINĂU, 2022**

**© Rabei Ivan, 2022**

## CUPRINS

<b>ADNOTARE .....</b>	<b>6</b>
<b>LISTA ABREVIERILOR.....</b>	<b>9</b>
<b>LISTA SIMBOLIZĂRILOR.....</b>	<b>10</b>
<b>INTRODUCERE .....</b>	<b>11</b>
<b>1. ASPECTELE CONSTRUCTIVE ȘI TEHNOLOGICE ALE ROTOARELOR EOLIENE CU AX VERTICAL.....</b>	<b>18</b>
1.1. Clasificarea turbinelor eoliene .....	18
1.2. Aspecte ale teoriei elementului de pală .....	19
1.2.1. Profilul aerodinamic .....	19
1.2.2. Influența unghiului de atac asupra performanței profilului aerodinamic .....	23
1.2.3. Numărul Reynolds.....	25
1.3. Elemente de aerodinamică a rotoarelor cu ax vertical.....	26
1.4. Puterea și coeficientul de putere .....	30
1.5. Parametrii rotorului eolian .....	31
1.5.1. Aria baleiată.....	31
1.5.2. Soliditatea .....	32
1.5.3. Rapiditatea .....	33
1.6. Maximizarea performanțelor TEAV.....	34
1.6.1. Raportul de aspect al rotorului .....	35
1.6.2. Unghiul de înclinație al palei.....	35
1.6.3. Efectele aerodinamice la capetele palelor .....	36
1.7. Motivarea alegerii profilului aerodinamic .....	38
1.8. Numărul de pale.....	39
1.9. Barele de suport ale palelor .....	39
1.10. Capacitatea de demarare a TEAV.....	39
1.11. Rotoare eoliene cu pale elicoidale .....	40
1.12. Tehnologii de fabricare a palelor rotoarelor eoliene cu ax vertical .....	41
1.12.1. Cerințele față de materialele palelor .....	41
1.12.2. Materialele palelor .....	42
1.12.3. Tehnologii utilizate la producerea palelor .....	42
1.12.4. Fabricarea palelor din material compozit .....	44
1.13. Concluzii .....	46
1.14. Scopul și obiectivele tezei .....	46

<b>2. OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVĂ A ROTOARELOR CU AX VERTICAL .....</b>	<b>48</b>
2.1. Materiale și metode.....	48
2.2. Criteriile de comparație ale turbinelor eoliene cu ax vertical.....	52
2.3. Pale cu profil aerodinamic asimetric curbură interior și exterior .....	52
2.4. Pale cu profil aerodinamic simetric și asimetric.....	56
2.5. Influența unghiului elicoidal al paletelor asupra performanței TEAV .....	57
2.6. Pale cu profil aerodinamic simetric NACA 0018 deschise la bordul de fugă .....	59
2.6.1. Rotoare cu pale drepte profil simetric închis și cu deschidere la bordul de fugă....	60
2.6.2. Rotoare cu pale elicoidale profil simetric închis și deschis la bordul de fugă.....	62
2.6.3. Rotoare cu pale drepte și elicoidale profil simetric închis și deschis .....	63
2.7. Pale cu profil aerodinamic asimetric FX 63-137 deschis la bordul de fugă.....	64
2.7.1. Rotoare cu pale drepte profil asimetric închis și cu deschidere la bordul de fugă ..	65
2.7.2. Rotoare cu pale elicoidale profil asimetric închis și deschis la bordul de fugă.....	67
2.7.3. Rotoare cu pale drepte și elicoidale profil asimetric închis și deschis .....	68
2.8. Rotoarele H și elicoidale pale profil simetric, asimetric, închise și cu deschidere.....	69
2.9. Influența raportului de aspect .....	71
2.9.1. Rotoare cu lungimea cozii constantă.....	71
2.9.2. Rotoare cu valoarea solidității constantă.....	77
2.10. Influența unghiului de înclinație fix asupra performanței.....	79
2.11. Rotoare cu pale căuș .....	81
2.12. Studiul segmentelor de pală în tunelul de vânt.....	85
2.13. Studiul CFD al stratului limită dezvoltat pe pală.....	90
2.14. Concluzii și constatări.....	92
<b>3. ASPECTE DE FABRICAȚIE A PALELOR ROTOARELOR CU AX VERTICAL.....</b>	<b>98</b>
3.1. Principiile privind dezvoltarea rotoarelor cu ax vertical .....	98
3.2. Posibilități de realizare a paletelor elicoidale .....	99
3.2.1. Tehnologiile aditive și materialul compozit .....	99
3.2.2. Reciclarea materialelor compozite .....	102
3.3. Soluții alternative de materiale și procedee de fabricație a paletelor .....	103
3.3.1. Proprietățile lemnului și principii de utilizare .....	103
3.3.2. Posibilități tehnologice de fabricare a paletelor din lemn .....	105
3.3.3. Tipurile și proprietățile materialului plastic .....	107
3.3.4. Posibilități tehnologice de realizare a pieselor din plastic la scară mică.....	110
3.4. Fabricarea paletelor din plastic reciclat .....	111
3.4.1. Realizarea matriței.....	112
3.4.2. Procesul de fabricare a segmentului de pală din material plastic reciclat .....	113

3.4.3. Structura de rezistență .....	115
3.4.4. Perspectiva soluției și posibilități de optimizare .....	118
3.5. Concluzii și constatări.....	121
<b>4. CONSIDERAȚII PRIVIND DEZVOLTAREA ROTOARELOR CU AX VERTICAL LA SCARĂ REALĂ .....</b>	<b>124</b>
4.1. Algoritm de proiectare a rotorului cu ax vertical .....	124
4.2. Modelul CAD și criteriile tehnologice de execuție a turbinei .....	128
4.3. Calculul de rezistență al rotorului.....	130
4.4. Considerente de fabricație și economice .....	134
4.5. Concluzii.....	137
<b>5. CONCLUZII ȘI RECOMANDĂRI .....</b>	<b>139</b>
<b>BIBLIOGRAFIE .....</b>	<b>145</b>
<b>ANEXE .....</b>	<b>158</b>
ANEXA 1 Orientarea curburii palelor asimetrice.....	158
ANEXA 2 Pale cu profil simetric și asimetric .....	160
ANEXA 3 Rotoare cu pale drepte și elicoidale.....	161
ANEXA 4 Pale drepte închise și deschise NACA 0018 .....	163
ANEXA 5 Pale elicoidale închise și deschise NACA 0018.....	165
ANEXA 6 Pale drepte închise și deschise FX 63-137 .....	167
ANEXA 7 Pale elicoidale închise și deschise FX 63-137 .....	169
ANEXA 8 Raportul de aspect. Lungimea corzii constantă.....	170
ANEXA 9 Raportul de aspect. Soliditatea constantă.....	176
ANEXA 10 Unghiul de înclinație optim.....	178
ANEXA 11 Rotoare cu pale căuș.....	181
ANEXA 12 Studiul segmentelor de pală în tunelul de vânt .....	183
ANEXA 13 Componentele și dimensiunile principale ale rotorului proiectat.....	185
ANEXA 14 Diplome și mențiuni .....	187
ANEXA 15 Act de implementare a rezultatelor științifice .....	192
<b>Declarație privind asumarea răspunderii .....</b>	<b>193</b>
<b>Curriculum Vitae.....</b>	<b>194</b>

## ADNOTARE

**la teza de doctor cu tema „Optimizarea constructiv-funcțională a rotoarelor elicoidale cu ax vertical în vederea eficientizării conversiei energiei eoliene” prezentată de către Ivan Rabei pentru obținerea titlului științific de doctor în științe inginerești la specialitatea 241.01.**

***Teoria mașinilor, mecatronică, Chișinău, 2022.***

**Structura tezei:** lucrarea este formată din introducere, patru capitole, concluzii și recomandări, bibliografie din 152 de titluri și 15 anexe, 144 pagini de text de bază, 136 figuri și 17 tabele. În baza rezultatelor studiului au fost publicate în 8 articole științifice, dintre care 3 de unic autor, și 1 monografie. De asemenea, au fost obținute 2 brevete de invenție și depusă 1 cerere de brevet de invenție.

**Cuvinte-cheie:** turbină eoliană cu ax vertical, rotor eolian, pale elicoidale, pale drepte, profil aerodinamic, pale de tip-J, deschidere la bordul de fugă, raport de aspect, pale căuș, CFD, eficiență, economie circulară, pale din material plastic, HDPE.

**Scopul lucrării:** Sporirea eficienței de conversie a rotoarelor elicoidale cu ax vertical prin optimizarea parametrilor geometrici.

**Obiectivele cercetării:** cercetarea profilurilor aerodinamice recomandate pentru palele turbinelor eoliene cu ax vertical; determinarea gradului de influență a unghiului elicoidal al palei asupra performanței aerodinamice a rotorului; cercetarea impactului palelor de tip J asupra eficienței de conversie a energiei eoliene; stabilirea raportului de aspect optim pentru rotorul eolian cu ax vertical; studiul CFD al efectelor aerodinamice dezvoltate la suprafața palelor; identificarea materialelor și soluțiilor de fabricație pentru palele rotorului eolian prin prisma principiilor economiei circulare; elaborarea algoritmului de proiectare a rotoarelor eoliene cu ax vertical.

**Noutatea și originalitatea științifică rezidă în:** argumentarea și confirmarea experimentală a potențialului palelor cu profiluri aerodinamice asimetrice, în particular, FX 63-137, precum și a palelor cu deschidere la bordul de fugă (tip J); identificarea interdependenței dintre unghiul elicoidal și profilul palei ales, care presupune că nu pentru toate profilurile forma elicoidală va contribui semnificativ la sporirea performanței rotorului eolian comparativ cu palele drepte; stabilirea raportului de aspect optim necesar la proiectarea rotorului eolian cu ax vertical; soluțiile tehnice brevetate; elaborarea algoritmului de proiectare a rotoarelor eoliene cu ax.

**Rezultatul obținut care contribuie la soluționarea unei probleme științifice importante** constă în *fundamentarea științifică* a parametrilor constructivi ai rotoarelor eoliene cu ax vertical, *fapt ce a condus la elaborarea recomandărilor aplicative* pentru practicienii din domeniul proiectării și fabricării turbinelor eoliene de putere mică în vederea asigurării eficienței de conversie sporite a energiei eoliene.

**Semnificația teoretică:** elaborarea modelului CAD și analiza CAE a rotoarelor cu ax vertical; analiza CFD a profilurilor aerodinamice; elaborarea algoritmului de proiectare a rotoarelor eoliene cu ax vertical.

**Valoarea aplicativă:** lucrarea vine cu recomandări practice necesare la etapa de proiectare constructivă a rotoarelor eoliene cu ax vertical, cu referință la utilizarea profilului asimetric FX 63-137 orientat cu curbura pe exterior și a palelor cu deschidere la bordul de fugă, privind sporirea randamentului de conversie a energiei eoliene. Pentru cazul alegerii palelor elicoidale este indicată identificarea unui profil aerodinamic care să valorifice această formă constructivă. Plasticul de tip HDPE poate fi considerat ca material de bază la fabricarea palelor rotoarelor eoliene cu ax vertical de putere mică.

**Implementarea rezultatelor științifice:** Rezultatele cercetărilor au fost utilizate în procesul de studii la ciclul II (masterat) ISCER la disciplina „Sisteme de conversie a energiei eoliene”. A fost elaborat un manual destinat studenților și un stand pentru lucrări de laborator, care permite cercetarea influenței mai multor parametri constructivi ai rotorului eolian cu ax vertical asupra randamentului turbinei, utilizând tunelul aerodinamic din Laboratorul de Aerodinamică.

## АННОТАЦИЯ

для докторской диссертации „*Конструктивно-функциональная оптимизация винтовых вертикальных роторов с целью повышения эффективности преобразования энергии ветра*” представленная Иваном Рабей для присвоения ученой степени Доктора Технических Наук по специальности 242.01. *Теория машин, мехатроника, Кишинёв, 2022.*

**Содержание диссертации:** работа состоит из введения, четырех основных глав, выводов и рекомендаций, библиографию из 152 источников, 15 приложений, 144 страниц основного текста, включая 136 рисунков и 17 таблиц. Результаты диссертации опубликованы в 1 монографии, 8 научных статьях, 3 из которых без соавторов, защищены 2 патентами и подана 1 заявка на патент.

**Ключевые слова:** Ветрогенератор с вертикальной осью вращения; вертикальный ротор; винтовые лопасти; прямые лопасти; аэродинамический профиль; лопасти типа J; открытие на задней кромке лопасти; соотношение высота/диаметр; лопасти в виде полуцилиндров; CFD, эффективность; экономика замкнутого цикла; пластиковые лопасти; ПЭВП.

**Цели диссертации:** повышение эффективности конверсии винтовых ветровых роторов с вертикальной осью вращения за счет оптимизации геометрических параметров.

**Задачи исследования:** исследование аэродинамических профилей рекомендуемых для лопастей ветряных турбин с вертикальной осью вращения; определение степени влияния винтового угла лопасти на производительность ветряного ротора; исследование влияния лопастей типа J на эффективность конверсии ветровой энергии; определение оптимального соотношения высота/диаметр ротора с вертикальной осью; CFD-исследование аэродинамических эффектов, возникающих на поверхности лопастей; идентификация материалов и разработка способов производства лопастей ветряных турбин с учетом принципов экономики замкнутого цикла; разработка алгоритма проектирования ветряных турбин с вертикальной осью.

**Научная новизна и оригинальность заключается в:** экспериментальном подтверждении потенциала лопастей с асимметричным аэродинамическим профилем, в частности, FX 63-137, а также лопастей с открытием на задней кромке (типа J); определение взаимозависимости между винтовым углом и выбранным профилем лопасти, которое предполагает что не для всех профилей винтовая форма будет вносить значительный вклад на повышение производительности ветряного ротора по сравнению с прямыми лопастями; установление оптимального соотношения высота/диаметр, необходимо на стадии проектирования роторов с вертикальной осью вращения; патентованные технические решения; разработка алгоритма проектирования ветряных роторов с вертикальной осью вращения.

**Решение важной научной проблемы** заключается в *научном обосновании конструктивных параметров турбин с вертикальной осью, что привело к разработке прикладных рекомендаций, необходимых на этапе проектирования и изготовления ветрогенераторов малой мощности, для обеспечения более высокой эффективности преобразования энергии ветра.*

**Теоретическая значимость:** разработка компьютерной модели проектирования и компьютерного инженерного анализа ротора с вертикальной осью; CFD-анализ аэродинамических профилей; разработка алгоритма проектирования ветровых роторов.

**Практическая ценность:** в диссертационной работе даются практические рекомендации, необходимые на стадии конструктивного проектирования ветряных роторов с вертикальной осью, в частности, использование асимметричного профиля FX 63-137 ориентированного вогнутой стороной наружу, использование лопастей с отверстием на задней кромке лопасти для повышения эффективности преобразования энергии ветра. В случае выбора винтовых лопастей, рекомендуется определить аэродинамический профиль для которого эта форма имеет повышенную эффективность.

**Внедрение научных результатов:** Результаты исследований были использованы в учебном процессе на втором цикле (магистрат). Разработан учебник и стенд для лабораторных работ, который позволяет студентам исследовать влияние ряда конструктивных параметров роторов на эффективность преобразования энергии ветра с использованием аэродинамического туннеля из лаборатории аэродинамики.

## ANNOTATION

**for the PhD thesis „*Constructive and functional optimization of helical vertical axis wind rotors with the aim of increasing the wind energy conversion efficiency*„, presented by Ivan Rabei for conferring the degree of Doctor of Engineering, specialty 242.01. *Theory of machines, mechatronics*, Chişinău, 2022.**

**Thesis content:** The thesis consists of the introduction, four main chapters, conclusions and recommendations, 152 references, 15 appendixes, 144 text pages including 136 figures and 17 tables. The thesis results have been published in 1 monography, 8 scientific papers, including 3 sole authored. 2 patents were obtained and 1 patent application was filled.

**Keywords:** Vertical axis wind turbine; wind rotor, helical blades; straight blades; airfoil; J-type blades; opening at the blade's trailing edge; aspect ratio; drag type blades, CFD, efficiency; circular economy; plastic blades; HDPE.

**Purpose of the paper:** increasing the conversion efficiency of the helically bladed vertical axis wind turbines by optimizing the geometric parameters.

**Research objectives:** research of the recommended airfoils for vertical axis wind turbines; determining the influence of the blade's helical angle on the rotor's conversion efficiency; determining the influence of the opened blades (J-type) on the rotor conversion efficiency; determining the optimum rotor aspect ratio; CFD analysis of the airfoils; identifying the materials and elaboration of manufacturing technology for wind rotor blades taking into account the circular economy principles; elaboration of a design algorithm for the vertical axis wind turbines.

**Scientific novelty and originality consist of:** the experimental confirmation of the asymmetrical airfoils potential, particularly FX 63-137, as well as the potential of the opened blades (J type blades); identifying the interdependence between the helical angle and the chosen airfoil. Here it can be asserted that the helical angle can be an aerodynamically efficient configuration compared to straight blades but not for airfoils; establishing the optimal rotor aspect ratio; developing the manufacturing steps necessary for the fabrication of the vertical axis wind turbine blades from HDPE plastic; elaboration of an algorithm that facilitates the vertical axis wind turbines design.

**The obtained result that contributes to solving an important scientific problem** consists in the *scientific substantiation* of the vertical axis wind rotor parameters, *which led to the elaboration of recommendations* necessary at the designing and fabrication stages, *in order to ensure* higher energy conversion efficiency.

**Theoretical implication:** elaboration of the CAD model and CAE analysis of vertical axis rotors; CFD analysis of the airfoils; elaboration of an algorithm for vertical axis wind rotors design.

**Practical value:** the paper comes with recommendations necessary at the designing stage of the vertical axis wind rotors. The recommendations refer to the use of the asymmetrical airfoils, particularly FX 63-137 oriented with the concave side out; the use of the J type blades; in case of choosing helical blades, it is necessary to identify the proper airfoil which capitalizes on this specific blade shape. The HDPE plastic can be considered for manufacturing low power vertical axis wind turbine blades.

**Application of the scientific results:** The research results were used for teaching for the graduate program. A textbook and a laboratory stand for learning and research purposes was developed. This allows the investigation of the influence of several geometrical parameters of the vertical axis wind rotor on the conversion efficiency using the wind tunnel in the Aerodynamics Laboratory.



## LISTA ABREVIERILOR

CAD	Computer Aided Design (Proiectarea Asistată de Calculator);
CAE	Computer Aided Engineering (Analiza Asistată de Calculator);
CAM	Computer Aided Manufacturing (Fabricarea asistată de calculator);
CFD	Computational fluid dynamics (Mecanica fluidelor numerică);
ANACEC	Agenția Națională de Asigurare a Calității în Educație și Cercetare;
CNC	Computer Numerical Control (Mașini cu comandă numerică);
DMST	Duble Multiple Streamtube Model;
FDM	Fused Deposition Modeling;
MSTM	Multiple Streamtube Model;
ONU	Organizația Națiunilor Unite;
PA	Profil aerodinamic;
PV	Panouri fotovoltaice;
SER	Surse regenerabile de energie;
SSTM	Single Streamtube Model;
TE	Turbină eoliană;
TEAO	Turbină eoliană cu ax orizontal;
TEAV	Turbină eoliană cu ax vertical;
UV	Raze ultraviolete;
VTM	Vorticity Transport Model (Modelul de Transport al Vorticității).

## LISTA SIMBOLIZĂRILOR

<i>Simboluri latine</i>	
$A$	Aria baleiată;
$a$	Factor de inducție;
$ac$	Accelerația centripetă;
$b$	Lungimea palei;
$c$	Lungimea corzii;
$C_D$	Coeficientul de rezistență;
$C_L$	Coeficientul de portanță;
$C_p$	Coeficientul de putere
$D$	Diametrul rotorului;
$dA$	Element de arie;
$dr$	Lungimea elementului de pală;
$F$	Forța rezultantă;
$F_D$	Forța de rezistență aerodinamică;
$F_L$	Forța de portanță;
$F_N$	Forța normală;
$F_T$	Forța tangențială;
$G$	Raportul dintre accelerația centripetă a palei și accelerația gravitațională;
$h$	Înălțimea rotorului;
$L$	Lungimea palei;
$N$	Numărul de pale;
$P$	Puterea mecanică a rotorului;
$pe$	Presiunea pe extrados;
$pi$	Presiunea pe intrados;
$R$	Raza rotorului;
$RA$	Raportul de aspect;
$RAp$	Raportul de aspect al palei;
$Re$	Numărul Reynolds;
$T$	Momentul de torsiune;
$U$	Viteza vântului;
$U_i$	Viteza indusă a vântului;
$v$	Viteza tangențială a palei;
$W$	Viteza relativă a vântului;
	<i>Simboluri grecești</i>
$\alpha$	Unghiul de atac;
$\alpha_{crit.}$	Unghi de atac critic;
$\beta$	Unghi de înclinație;
$\varepsilon$	Raportul coeficienților de portanță și rezistență;
$\lambda$	Raport al vitezelor sau rapiditatea;
$\lambda_{opt}$	Rapiditatea optimă;
$A$	Unghiul elicoidal;
$\mu$	Vâscozitatea dinamică;
$\nu$	Vâscozitatea cinematică;
$\rho$	Densitatea aerului;
$\sigma$	Soliditatea;
$\psi$	Unghiul azimutal;
$\omega$	Viteza unghiulară;

## INTRODUCERE

Situația energetică a Republicii Moldova este bine cunoscută atât în mediul academic cât și de societate. Cel mai important aspect în acest sens este faptul că țara noastră importă aproximativ trei sferturi din necesarul de energie [1]. Acest lucru este o consecință a lipsei de resurse energetice tradiționale (fosile). Singurele surse disponibile sunt cele de natură regenerabilă. Soluțiile tehnice de conversie pot asigura întregul necesar de energie al țării, facilitând în același timp independența energetică și susținând economia locală.

Sursele primare de energie utilizate la nivel mondial sunt cele de natură fosilă. În ultimii ani se manifestă un trend descendent al utilizării acestor surse, raportat la consumul total, evoluția fiind argumentată de efectele negative asupra mediului și a calității vieții, îndeosebi, în orașele mari. Pornind de aici, în baza Acordului de la Paris din 2016, aproape toate țările lumii s-au angajat să renunțe progresiv la sursele tradiționale și să-și acopere necesarul de energie prin modalități alternative. Tranziția este îndreptată, în special, către energia soarelui și a vântului, convertită, în cele mai multe cazuri, în energie electrică. Până în 2040 se prevede dublarea cantității utilizate de energie provenite din sursele de energie regenerabilă (SER) iar energia electrică va juca un rol tot mai mare în balanța energetică mondială [2].

Faptul că sursele de energie regenerabilă nu au fost adoptate la scară largă mai devreme se datorează naturii intermitente a acestora. La nivelul Uniunii Europene problema intermitenței este rezolvată parțial cu ajutorul rețelelor energetice interstatale care permit importul de energie în caz de deficit și exportul în caz de surplus. Alte metode, intens studiate, țin de tehnologiile și dispozitivele de stocare. Bateriile în bază de litiu sunt cele mai răspândite soluții, însă sunt cercetate intens și alte metode care implică hidrogenul, grafenul, conversia surplusului de energie electrică în gaz etc. Se preconizează ca până în anul 2040 tehnologiile de stocare să fie adoptate la scară largă [2]. În cazul realizării acestui scenariu, multe gospodării își vor produce energia proprie din surse regenerabile.

Din experiența mai multor țări precum Danemarca, Olanda, Germania ș.a. este comparativ ușor de acoperit 20-30% din necesarul de energie din surse regenerabile. Este considerată însă complexă adoptarea SER în proporție de 100%. Experiența statelor europene poate și probabil va fi valorificată de RM. Adoptarea SER la nivelul țării necesită mai mulți pași, unul din ei fiind aprobarea cadrului legislativ necesar. În acest sens la 25.03.2016 a fost publicată legea privind promovarea utilizării energiei din surse regenerabile, intrată efectiv în vigoare la 25.03.2018 [3].

Țara noastră dispune de suficiente resurse de energie regenerabilă și este important ca fiecare opțiune să fie exploatată. Referindu-ne la energia solară, numărul anual de ore cu soare strălucitor este situat între 2100 – 2300 [4, p. 93]. Conform balanței energetice pentru anul 2018

[1], consumul intern brut de energie a constituit 3087 mii tone echivalent petrol, ceea ce înseamnă aproximativ 35,9 TWh. Densitatea de energie solară este de aproximativ 1 kW/m<sup>2</sup>. Tehnologiile fotovoltaice curente au o eficiență medie situată între 15 și 20% iar aria pe care se întinde țara este de aproximativ 33800 km<sup>2</sup>. Dacă e să utilizăm aceste informații drept date de intrare, un calcul simplu arată că ~100 km<sup>2</sup> de suprafață acoperită cu panouri fotovoltaice cu o eficiență de 17%, care generează energie pe parcursul a 2100 ore ar asigura întregul necesar anual de energie al Republicii Moldova. Pe lângă considerentele economice și politice, realizarea acestui lucru este extrem de complexă din punct de vedere tehnic. Scopul acestui calcul simplu este crearea unei imagini privind potențialul energetic solar al țării. Costul deja rezonabil al tehnologiilor de conversie și eventualele soluții de stocare ar putea transforma energia solară în principala sursă de energie a țării și a întregului glob.

Biomasa solidă este o altă sursă disponibilă în RM cu un potențial estimat la 14,6 miliarde kWh sau echivalentul a 85% din consumul intern de energie [5]. Această sursă rămâne una importantă în balanța energetică a țării și a avut parte de suportul semnificativ al guvernului. Aici putem menționa proiectul „Energie și Biomasa” implementat de Agenția pentru Eficiență Energetică cu suportul financiar al Uniunii Europene.

Resursele de vânt sunt de asemenea considerabile. Sobor ș. a. [6, p. 15-16] menționează că pe suprafața cu potențial eolian bun (400 – 600 W/m<sup>2</sup>) pot fi instalate turbine cu capacitatea totală de peste 9000 MW, valoare care depășește consumul actual al țării. Aici autori consideră înălțimi mari și turbinele eoliene cu capacitate de câțiva megawați fiecare.

Turbinele eoliene se împart în două mari categorii: turbine eoliene cu ax orizontal (TEAO) și turbine eoliene cu ax vertical (TEAV). Fiecare versiune vine cu avantajele și dezavantajele proprii. Primele sunt superioare în ceea ce privește eficiența și demararea. TEAV însă vin cu seria lor de avantaje. Cel mai important ține de independența față de direcția vântului. Această proprietate anulează necesitatea unui mecanism de orientare, ceea ce nu este cazul pentru TEAO. Aspectul dat face turbinele cu ax vertical mai potrivite pentru regiuni cu fluxuri de aer variabile cum este, spre exemplu, mediul urban. Alte avantaje includ posibilitatea amplasării componentelor cu masă mare, cum este generatorul, aproape de nivelul solului, zgomot redus, spațiu redus de operare a palelor, simplitatea relativă a sistemului, nivel redus de obstrucționare a păsărilor, coeficient teoretic de eficiență superior, aspect estetic considerat superior [7, p. 1928].

În condițiile unor viteze ale vântului suficiente (> 5 m/s), turbinele mici cu ax vertical sau orizontal pot fi utilizate în lipsa accesului la rețeaua energetică centralizată. Adoptarea soluțiilor date elimină costul legat de conectarea la rețea și transportul energiei împreună cu pierderile implicite pe care le presupune. Turbinele mici pot fi fabricate local, cu materiale locale de către

specialiști locali sau chiar de către utilizator, în cazul în care are o calificare medie. Un astfel de scenariu vine cu beneficii economice pentru țară. Fabricarea locală este facilitată pentru turbinele cu ax vertical datorită nivelului comparativ scăzut de complexitate constructivă. Acest aspect se referă, în special, la forma palelor, componenta cea mai importantă a unei turbine de vânt. Pentru o eficiență maximă, pala TEAO este definită de diverse profiluri aerodinamice, cu diferite mărimi, dispuse sub diferite unghiuri de atac. O asemenea piesă presupune un plus de complexitate tehnologică. Fabricarea palelor TEAV este, în mod obișnuit, mai simplă, întrucât este adoptat un singur profil aerodinamic cu lungimea corzii și unghiul de atac constant pe întreaga lungime a palei (aceste noțiuni precum și altele menționate în introducere sunt definite în capitolul următor).

La înălțimi joase (5 – 10 m), pentru cea mai mare parte a țării, viteza vântului este mică (2 – 4 m/s). Afirmatia vine ca urmare a analizei datelor de la stațiile meteo prezentate în atlasul resurselor eoliene al RM publicat în 2017 [6]. Adoptarea turbinelor eoliene în asemenea condiții poate fi argumentată, în mod practic, doar în cazul lipsei conexiunii la rețeaua centralizate de alimentare cu energie. Pentru viteze mici ale vântului, prezența unei turbine este mai bună decât nimic, însă nu poate fi așteptată rezolvarea problemei aprovizionării cu energie în acest mod. O turbină eoliană poate fi soluție completă a problemei energetice în regiuni pentru care viteza vântului este de cel puțin 5 m/s. Astfel alegerea locului în care va fi instalată turbina trebuie făcută cu grijă și argumentată corespunzător.

Există însă regiuni și spații pentru care viteza vântului este preponderent ridicată. Acestea se referă la locuri cu relief prielnic cum sunt dealurile, de asemenea construcțiile sau turnurile ridicate, aranjamentul urbanistic care favorizează formarea curenților de aer etc. În cazul plasării turbinelor pe acoperișul clădirilor trebuie considerată în mod special problema vibrațiilor. Casini [8] scrie că în mediul urban este importantă evaluarea condițiilor de vânt în vederea determinării celui mai potrivit tip de turbină pentru locul respectiv.

Lucrarea pornește de la premisa că trebuie exploatat întregul potențial eolian al țării, pe cât e posibil cel din regiunile cu densitate joasă de energie, dar sunt vizate în special regiunile cu viteze bune vântului. Cele mai accesibile soluții tehnice în acest sens sunt turbinele eoliene mici. Acestea pot fi realizate și utilizate, în mod normal, fără a fi necesare aprobări și decizii din exterior sau elemente de infrastructură, implementarea cărora trece de posibilitățile unui utilizator simplu.

Comparativ cu turbinele cu ax orizontal, cele cu ax vertical au fost mai puțin cercetate de-a lungul timpului, respectiv avantajele și potențialul acestora sunt mai puțin exploatate. Lucrarea vine să acopere o parte din necunoscutele și neclaritățile care însoțesc TEAV prin stabilirea parametrilor constructivi optimi, a posibilităților tehnologice de fabricare și a condițiilor în care utilizarea unui asemenea produs este benefică.

Pentru ca o turbină eoliană să fie rentabilă, aceasta trebuie să întrunească trei condiții principale: eficiență maximă, cost minim și durată mare de viață. Eficiența turbinei eoliene ține de două surse. Prima este de natură externă și se referă la viteza vântului, o valoare ridicată implicând o productivitate înaltă. Această componentă este relativ dificil de controlat. Există soluții tehnice care aduc un aport pozitiv în acest sens prin concentrarea fluxului, însă rentabilitatea lor este discutabilă. Amplasamentul turbinei este foarte important. Instalarea trebuie făcută într-un spațiu pentru care viteza vântului este maximă.

A doua sursă este de natură internă și ține de parametri constructivi și componentele turbinei. Rotorul eolian poate fi caracterizat de patru parametri cheie: diametru, înălțime, profil aerodinamic și lungime a corzii. Pornind de la aceștia, o nouă serie de parametri poate fi derivată: aria baleiată, raportul de aspect al rotorului, soliditatea, raportul de aspect al palei. Eficientizarea conversiei energiei vântului ține însă și de soluțiile tehnice legate de efectele aerodinamice de la capetele palelor (capace și aripioare), unghiul de înclinație, forma palelor (drepte, curbe, elicoidale), modificări ale formei profilului aerodinamic prin aplicarea de deschizături (pale de tip-J) etc. Stabilirea modului în care fiecare dintre acești parametri influențează eficiența dar și armonizarea lor sinergică în cadrul sistemului sunt premisele realizării unui produs eficient.

Într-o primă etapă, în baza studiului literaturii de specialitate, a fost urmărită identificarea influenței fiecărui parametru constructiv asupra eficienței de conversie a rotoarelor eoliene cu ax vertical. Aici au fost identificate o serie de lipsuri, neclarități și pe alocuri contradicții între surse. Acestea se referă la modul în care unghiul elicoidal al palelor, raportul de aspect al rotorului, deschiderea de la bordul de fugă al palei, orientarea curbării profilurilor aerodinamice asimetrice influențează eficiența de conversie. De asemenea, datorită concluziilor divergente, este dificilă identificarea unui profil aerodinamic optim. Aceste neclarități dar și un set de ipoteze au stat la baza formulării obiectivelor tezei.

Pe lângă parametrii constructivi, lucrarea abordează aspecte ale fabricării turbinelor cu ax vertical, în particular a palelor. Materialele compozite în baza fibrelor de sticlă sunt alegerea numărul unu la realizarea de pale. Soluția este argumentată de proprietățile mecanice excelente, cu referire la rezistența mecanică și greutatea specifică. O problemă legată de compozite este asigurarea unui ciclu de viață închis. Tehnologiile de reprocesare/reciclare existente nu sunt pe deplin dezvoltate, astfel că utilizarea materialului nu este în întregime sustenabilă. Pornind de aici, sunt urmărite soluții alternative de material și implicit tehnologii de fabricare.

În baza considerentelor descrise au fost formulate scopul și obiectivele cercetării:

**Scopul lucrării:** Sporirea eficienței de conversie a rotoarelor elicoidale cu ax vertical prin optimizarea parametrilor geometrici.

### **Obiectivele cercetării:**

- Cercetarea profilurilor aerodinamice recomandate pentru pale și stabilirea orientării profilului palei pentru asigurarea eficienței maxime de conversie a rotoarelor eoliene cu ax vertical;
- Determinarea gradului de influență a unghiului elicoidal al palei asupra performanței aerodinamice a rotorului eolian cu ax vertical;
- Cercetarea impactului palelor de tip J, utilizate la construcția rotoarelor eoliene cu ax vertical, asupra eficienței de conversie a energiei eoliene;
- Stabilirea raportului de aspect optim al rotorului eolian cu ax vertical pentru cazul solidității constante și, respectiv, pentru cazul lungimii constante a corzii;
- Studiul CFD al efectelor aerodinamice dezvoltate la suprafața palelor închise și cu deschidere la bordul de fugă;
- Identificarea materialelor și elaborarea metodelor de fabricație a palelor rotorului eolian prin prisma principiilor economiei circulare;
- Elaborarea algoritmului de proiectare a rotoarelor eoliene cu ax vertical.

### **Ipotezele de cercetare:**

- Profilurile aerodinamice asimetrice sunt potrivite pentru palele rotorului eolian cu ax vertical în condițiile unui flux de aer cu viteză scăzută;
- Stabilirea raportului de aspect pentru rotoarele eoliene cu ax vertical trebuie analizată fie prin prisma solidității constante a rotorului sau prin prisma lungimii constante a corzii profilului palei;
- Forma elicoidală a palei influențează performanța rotorului eolian cu ax vertical;
- Profilurile aerodinamice cu deschidere la bordul de fugă contribuie la sporirea eficienței de conversie a energiei eoliene;
- Palele rotorului eolian cu ax vertical pot fi fabricate din plastic HDPE, cu racordarea la principiile economiei circulare.

**Metodologia de cercetare.** Turbinele eoliene cu ax vertical pot fi cercetate considerând două abordări posibile. Prima se referă la aplicarea modelelor numerice cum sunt analiza CFD (Computational Fluid Dynamics), Modelele Impulsului SSTM, MSTM și DSTM [9], Modelele Vârtejurilor Libere [10] etc. A doua metodă se referă la cercetarea turbinelor suflate în tunele aerodinamice sau aflate în aer liber. Această metodă a fost adoptată în cadrul lucrării, având în vedere deficitul de date experimentale constat în studiul literaturii.

Pentru cercetarea profilurilor aerodinamice, a raportului de aspect al rotorului, a rotoarelor cu pale de tip J au fost elaborate o serie de turbine de scară mică, testate apoi în tunelul aerodinamic

Gunt ET 220 din cadrul Laboratorului „Surse regenerabile de energie”, departamentul Inginerie Electrică, UTM. Drept indicatori de performanță au servit puterea și numărul de turații dezvoltate de turbine la viteze ale fluxului cuprinse între 3 - 12 m/s. De asemenea, au fost testate segmente de pală în tunelul de vânt Gunt HM 170 din Laboratorul „Încercări Aero/Hidrodinamice”, departamentul „Bazele Proiectării Mașinilor”, UTM.

Cât privește studiul raportului de aspect, pentru asigurarea unor rezultate obiective au fost abordate două scenarii:

1. Varierea raportului de aspect pentru rotoare cu aceeași arie baleiată și valoare a solidității;
2. Varierea raportului de aspect pentru rotoare cu aceeași arie baleiată și lungime a corzii profilului aerodinamic al palei.

### CONȚINUTUL TEZEI

În **introducere** este argumentată importanța cercetărilor în domeniul conversiei energiei regenerabile. Sunt expuse informații cu privire la rolul actual și potențialul surselor regenerabile de energie în cadrul balanței energetice a țării. Este argumentată relevanța studiului turbinelor eoliene cu ax vertical și precum și a metodei de studiu alese. Este menționat nivelul actual de cunoaștere, problemele neclare și nerezolvate care țin de subiect. Sunt expuse premisele formulării scopului și obiectivelor tezei.

În **primul capitol** sunt abordate particularitățile teoretice și practice legate de rotoarele eoliene cu ax vertical. Sunt descrise fenomenele aerodinamice care caracterizează rotorul eolian în mișcare. Este prezentată definiția parametrilor, a elementelor constructive și a noțiunilor relevante temei. Capitolul descrie efectele parametrilor și a elementelor menționate asupra eficienței conversiei. Sunt enumerate și descrise rezultatele științifice disponibile, aspectele care încă rămân neclare și cele care sunt aparent contradictorii. Este descrisă relevanța rotoarelor elicoidale și sunt prezentate informațiile disponibile legate de acestea. În final sunt formulate scopul și obiectivele studiului.

**Capitolul doi** prezintă realizarea obiectivelor care țin de aspectele constructive ale rotoarelor cu ax vertical. Pentru început este descris standul experimental dezvoltat, întrucât studiul este, în mare parte, bazat pe observații asupra unor seturi de rotoare amplasate în tunelul de vânt. Sunt cercetați diferiți parametri și elemente cheie în vederea determinării modului în care influențează eficiența. Parametrii și elementele constructive studiate se referă la profilul aerodinamic, orientarea profilurilor asimetrice, forma palei (dreaptă sau elicoidală), deschiderea la bordul de fugă (pale de tip-J), pale drepte și elicoidale cu deschidere definite de diferite profiluri aerodinamice, raportul de aspect în condițiile unei solidități sau lungimi a corzii constante, unghi de înclinație fixat, capace la capetele palei. Conținutul cuprinde și studiul CFD al profilurilor



aerodinamice închise și cu deschidere la bordul de fugă. Cercetarea este îndreptată către determinarea condițiilor pentru care eficiența de conversie este maximă. La final sunt expuse concluziile capitolului.

**Capitolul trei** este axat pe studiul aspectelor de fabricație a palelor. Pentru început se face referință la modelul economiei liniare și necesitatea alinierii la principiile economiei circulare. În baza acestor principii sunt formulate criteriile care trebuie să fie satisfăcute de soluțiile tehnologice finale. Atenția este îndreptată către moduri de fabricare și materiale din care sunt obținute palele. Sunt vizate soluțiile din lemn și plastic, fiind descrise posibilități de fabricație pentru fiecare caz. În cazul plasticului a fost realizat un segment de pală și descrise etapele de fabricație. A fost făcut calculul de rezistență al unei pale din plastic pentru a evalua potențialul real al soluției. În capitol sunt descrise particularitățile utilizării plasticului reciclat. Este vizată tehnologia de imprimare 3D și descris potențialul acesteia. La finalul capitolului sunt expuse concluziile.

În **capitolul patru** este dezvoltat și prezentat algoritmul de proiectare a turbinelor eoliene cu ax vertical. În baza acestuia este proiectat un rotor realizat în scop de cercetare. Sunt abordate aspecte de fabricație și de rezistență ale rotorului. Descrierea abordează aspectele economice privind utilizarea unei turbine eoliene cu ax vertical în condițiile curente. Sunt prezentate aspecte practice care tind să se alăture criteriilor economiei circulare.

În **Concluzii și recomandări** sunt enumerate constatările esențiale formulate ca urmare a integrării rezultatelor întregii lucrări. Sunt expuse idei și concepte relevante. Este prezentată o listă cu recomandări în vederea continuării acțiunilor de cercetare în domeniu.

**Mulțumiri.** Realizările și conceptele prezentate în prezenta lucrare sunt rezultatul mai multor ani de studii și cercetare. Eforturile au fost însă sprijinite de colegi cărora țin să le mulțumesc. Îmi exprim recunoștința domnului conf. univ., dr. Rodion Ciupercă pentru suportul continuu, domnului conf. univ., dr. Marin Guțu pentru sesiunile de brainstorming și idei, domului prof. univ., dr. hab. Valeriu Dulgheru pentru susținere și colaborare, membrilor organizației „Tinerii pentru EcoPlastic”. Aduc mulțumiri domnilor conf. univ., dr. Oleg Ciobanu, conf. univ., dr. Radu Ciobanu, drd. Octavian Mangos și tuturor colegilor de la departamentele „Bazele Proiectării Mașinilor”, „Ingineria Fabricației” și „Inginerie Electrică” pentru sprijin.

Mulțumiri aduc referenților oficiali, domnilor prof. univ., dr. ing. Ion Vișa și prof. univ., dr. Ion Sobor, precum și membrilor Consiliului Științific Specializat, prof. univ., dr. hab. Viorel Bostan, prof. univ., dr. hab. Valeriu Dulgheru, conf. univ., dr. Nicolae Trifan, dr. Mihai Tîrșu, prof. univ., dr. hab. Grigore Marian.

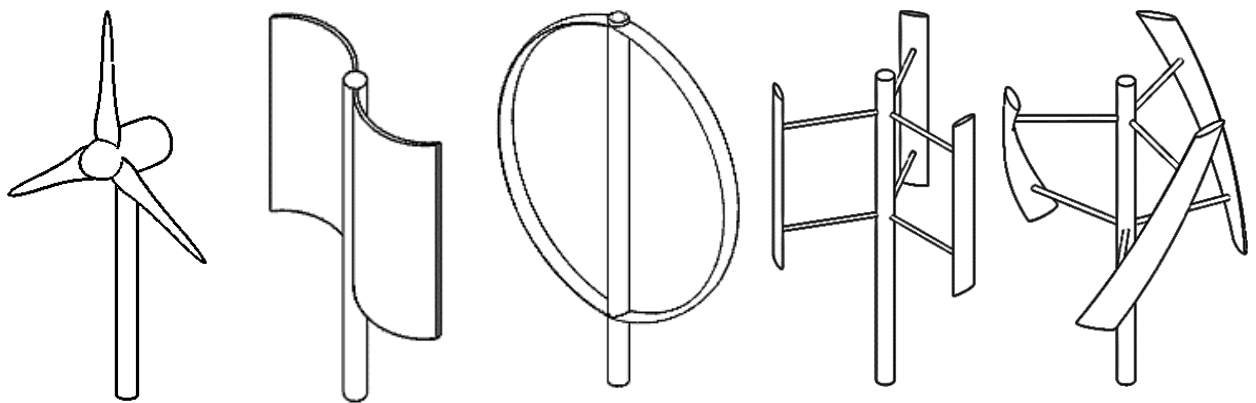
De asemenea, mulțumesc familiei și prietenilor pentru susținere în toate.

# 1. ASPECTELE CONSTRUCTIVE ȘI TEHNOLOGICE ALE ROTOARELOR EOLIENE CU AX VERTICAL

## 1.1. Clasificarea turbinelor eoliene

Turbinele eoliene (TE) reprezintă sisteme care transformă energia cinetică a vântului în energie electrică și sunt formate din rotorul eolian și generatorul electric cuplat la arborele rotorului. Turbinele sunt clasificate în dependență de mai multe criterii precum orientarea axei rotorului, tipurile de forțe care acționează palele, putere, numărul de pale, mecanismele de control utilizate etc. Clasificarea considerată cea mai importantă ține de orientarea axei rotorului în raport cu direcția vântului. Aici se deosebesc:

- Turbine eoliene cu ax orizontal (TEAO): axa de rotație a turbinei este orientată paralel cu direcția vântului. În prezent, TEAO sunt cunoscute ca fiind ele mai eficiente versiuni, asupra cărora au fost îndreptate mai multe eforturi de cercetare-dezvoltare (figura 1.1.a).
- Turbine eoliene cu ax vertical (TEAV): axa de rotație a turbinei este orientată perpendicular pe direcția vântului (figura 1.1.b, c, d, e).



a. TEAO      b. TEAV Savonius      c. TEAV Darrieus      d. TEAV tip H      e. TE elicoidală

**Fig. 1.1. Tipuri de turbine eoliene**

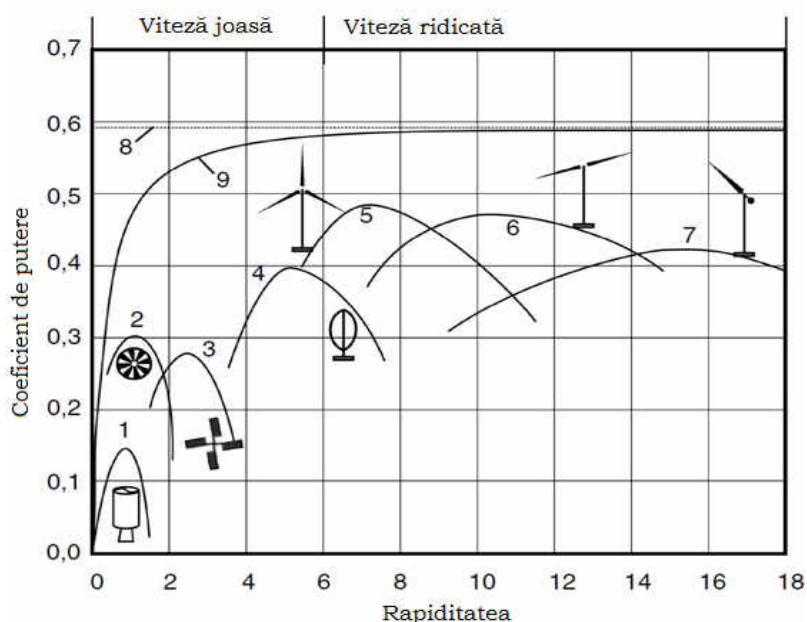
În dependență de tipul forțelor care acționează palele avem:

- Rotoare acționate de forța de rezistență aerodinamică - caracterizate de viteze de rotație și eficiență relativ scăzute însă un moment de torsiune ridicat. Conturul secțiunii transversale a palelor are formă de cupă, semicerc, parabolă sau figuri geometrice asemănătoare. Aceste modele sunt utilizate, cu precădere, în aplicații de putere precum pomparea apei, acționarea transportoarelor cu bandă dar și pentru producerea energiei electrice. Rotorul de tip Savonius (figura 1.1.b) este parte a acestei categorii.
- Rotoare acționate de forța de portanță (sau de ridicare). Palele acestor modele sunt caracterizate de forma specială a secțiunii transversale numită profil aerodinamic. Rotoarele din

această categorie sunt caracterizate de viteze de rotație ridicate, fiind utilizate, aproape exclusiv, pentru generarea energiei electrice. Rotoarele eoliene cu ax orizontal și rotoarele eoliene cu ax vertical de tip Darrieus, de tip H și elicoidale sunt parte a acestei categorii (figura 1.1.a, c-e).

Grupurile definite de clasificările expuse cuprind un spectru larg de configurații, fiecare fiind caracterizată de performanța proprie. În figura 1.2 sunt prezentate cele mai răspândite modele, precum și rezerva de eficiență a fiecăruia reflectată de coeficientul de putere.

1. Rotor Savonius;
2. Rotor pentru pompare a apei (Pompă de vânt);
3. Moară de vânt olandeză;
4. Rotor Darrieus;
5. Rotor orizontal cu trei pale;
6. Rotor orizontal cu două pale;
7. Rotor orizontal cu o pală;
8. Limita lui Betz;
9. Performanța rotorului ideal;



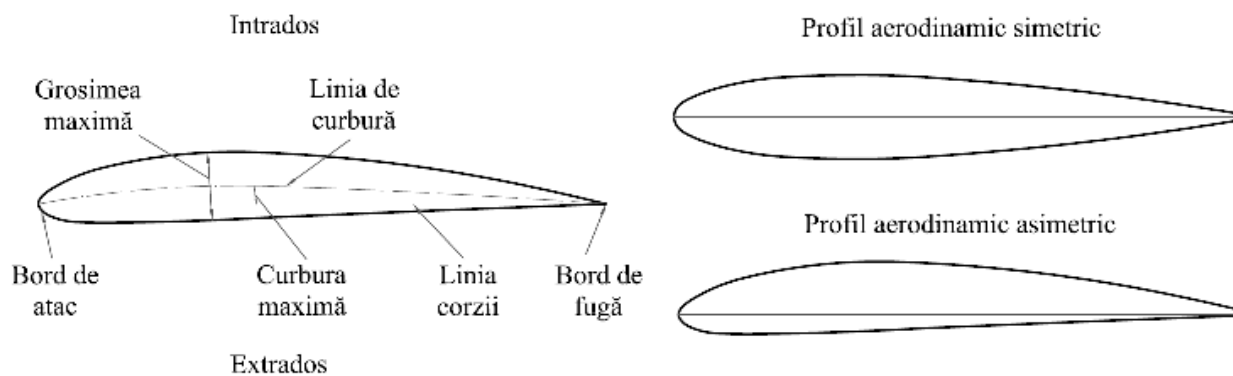
**Fig. 1.2. Performanța celor mai răspândite tipuri de turbine [11, p. 104]**

## 1.2. Aspecte ale teoriei elementului de pală

### 1.2.1. Profilul aerodinamic

Pala este elementul central al rotorului eolian [12]. Există o serie de noțiuni și concepte care relevă rolul palei în cadrul rotorului și se referă la profilul aerodinamic, viteza relativă a vântului  $W$ , unghiul de atac  $\alpha$ , forța de portanță  $F_L$ , forța de rezistență aerodinamică  $F_D$ , forța normală  $F_N$  și forța tangențială  $F_T$  [13, p. 9].

Palele sunt definite de forma specială a secțiunii transversale numită profil aerodinamic (engleză – airfoil). Profilul aerodinamic este caracterizat de o serie de parametri precum grosimea maximă; lungimea corzii  $c$  – lungimea liniei drepte ce unește bordul de atac cu cel de fugă; linia de curbura – care unește aceleași regiuni însă trece prin puncte situate la distanțe egale față de conturul extradados și intrados al profilului (figura 1.3.a). În cazul în care liniile corzii și de curbura nu sunt egale, avem un profil aerodinamic asimetric caracterizat de o anumită valoare a curburii maxime dispuse la o distanță stabilită față de bordul de atac. Simetria este considerată în raport cu linia corzii (figura 1.3.b). Există o varietate largă de modele simetrice și asimetrice.



**a. Componentele profilului aerodinamic**

**b. Profiluri aerodinamice simetrice și asimetrice**

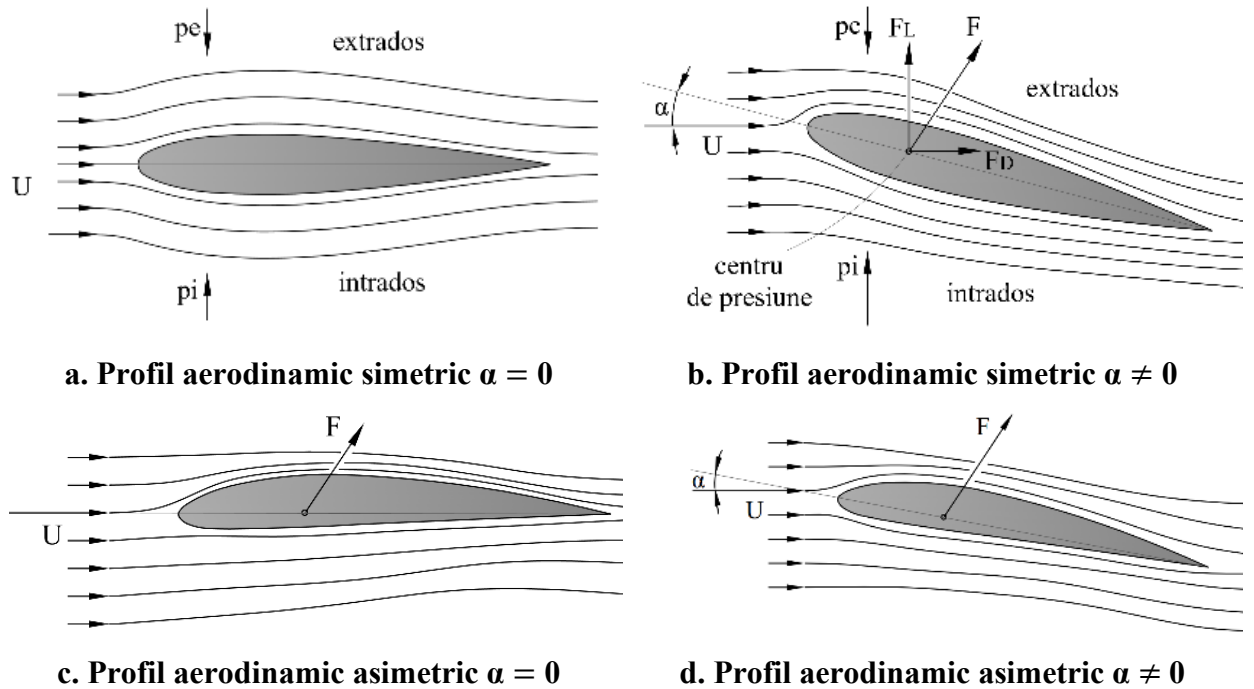
**Fig. 1.3. Componentele și tipurile de profiluri aerodinamice**

Caracterul curgerii fluxului în jurul palei determină forțele generate și respectiv, performanța aerodinamică a palei. Să considerăm un segment de pală definit de un profil aerodinamic simetric, cuprins de un flux de aer caracterizat de vectorul de viteză  $\vec{U}$ . La interacțiunea cu pala, fluxul este divizat în două zone – pe intrados și pe extrados. În cazul în care linia corzii  $c$  și vectorul vitezei vântului  $\vec{U}$  sunt dispuse paralel, vitezele fluxurilor de aer formate pe cele două zone sunt egale. În consecință, presiunea este dispusă simetric în raport cu linia corzii  $c$ , fiind implicit egală (figura 1.4.a).

Vom orienta elementul de pală astfel încât linia corzii  $c$  și vectorul  $\vec{U}$  să fie dispuse sub un unghi  $\alpha$ , numit unghi de atac (figura 1.4.b). În acest caz, vitezele dezvoltate pe cele două zone nu mai sunt egale, fluxul din regiunea extrados fiind caracterizat de o viteză comparativ ridicată. Acest fenomen are drept consecință dezvoltarea unei presiuni  $p_e$  joase în zona fluxului cu viteză mare (extrados) și o presiune  $p_i$  ridicată în zona fluxului cu viteză mică (intrados). Raportând diferența  $p_i - p_e$  la aria palei, obținem forța rezultantă  $F$ , aplicată într-un punct numit centru de presiune. În cazul palelor definite de profiluri simetrice, vectorul forței rezultante  $F$  este dirijat cu ajutorul unghiului de atac  $\alpha$ . Pentru unghiuri de atac de până la  $15^\circ$ , forța  $F$  se dezvoltă în regiunea bordului de atac, la o distanță de 25 – 30% din lungimea corzii. Odată cu creșterea unghiului  $\alpha$ , acest punct se deplasează către mijlocul liniei corzii [14, p. 177].

Pentru segmentele de pală definite de un profil aerodinamic asimetric, situația este puțin diferită. Să presupunem că un astfel de segment este orientat sub un unghi  $\alpha$  nul față de vectorul vitezei vântului  $\vec{U}$ . Spre deosebire de profilul aerodinamic simetric, supus aceluiași unghi de atac, aici fluxurile pe ambele regiuni vor dezvolta viteze diferite și implicit, presiuni diferite. Acest lucru este consecința formei asimetrice a profilului aerodinamic (figura 1.4.c). Astfel, forța rezultată

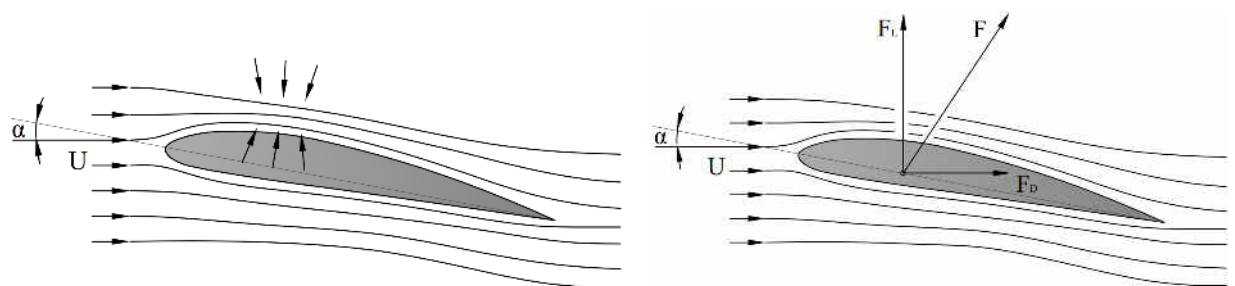
poate fi manipulată atât cu unghiul de atac cât și cu forma profilului care definește pala (figura 1.4.d).



**Fig. 1.4. Interacțiunea dintre fluxul de aer și profilul aerodinamic**

O explicație a diferenței de viteze pe cele două părți ale palei ține de concertarea liniilor de curent, cauzată de forma profilului aerodinamic și/sau de unghiul de atac (figura 1.5.a). Pornind de la legea conservării masei, concentrarea liniilor de curent presupune creșterea vitezei fluxului în zona unde se produce concentrarea. Conform legii lui Bernoulli, creșterea vitezei implică descreșterea presiunii în zona respectivă și implicit o diferență de presiune între regiunea intrados și extrados.

Revenind la vectorul forței rezultante  $F$ , acesta poate fi proiectat pe diferite direcții în vectori de forțe componente: forța de portanță  $F_L$  (engleză – lift force), forța de rezistență aerodinamică  $F_D$  (engleză – drag force) (figura 1.5.b).



**Fig. 1.5.a. Concentrarea liniilor de curent**      **Fig. 1.5.b. Componentele forței rezultante  $F$**

Relația cantitativă dintre forța rezultantă și componentele ei (forțele de portanță  $F_L$  și rezistență aerodinamică  $F_D$ ) are forma:

$$F = \sqrt{F_L^2 + F_D^2} \quad (1.1)$$

*Forța de portanță*  $F_L$  este definită drept componenta dispusă perpendicular pe vectorul vitezei vântului  $\vec{U}$ . Portanța este generată atât de diferența de presiune descrisă mai sus dar și de efectele legate de vâscozitatea aerului la interacțiunea fluxului cu suprafața palei. În cele mai multe cazuri, efectele vâscozității pot fi neglijate și putem considera că portanța este generată, în mare parte, de diferența de presiune (Bitsch ș. a. [13, p. 9] citând-ui pe Cengel ș. a.). Pentru un segment de pală cu lungimea  $dr$  și lungimea corzii  $c$ , portanța este calculată cu următoarea relație:

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot c \cdot dr \cdot C_L(\alpha) \quad (1.2)$$

$$c \cdot dr \cong dA \quad (1.3)$$

unde  $\rho$  este densitatea aerului care, în condiții normale, are o valoare aproximativă de  $1,225 \text{ kg/m}^3$ ;  $dA$  – aria segmentului de pală considerat;  $C_L$  – coeficientul de portanță, o valoare adimensională care reflectă performanța aerodinamică a profilului aerodinamic, fiind specifică fiecărui model în parte. Valoarea coeficientului de portanță depinde, de asemenea, de unghiul de atac  $\alpha$  și de numărul Reynolds  $Re$  (descriș în paragraful 1.2.3) [15, p. 10]. Pentru unghiuri de atac mici, un profil aerodinamic real dezvoltă valori  $C_L$  cuprinse între limitele  $5,1 - 5,8 \cdot \alpha$  [14, p. 177].

*Forța de rezistență aerodinamică*  $F_D$  este componenta dispusă paralel în raport cu același vector  $\vec{U}$  și reprezintă rezistența pe care o întâmpină pala la înaintare (figura 1.5.b). Rezistența aerodinamică este cauzată de două fenomene. Primul se referă la presiunea frontală a aerului și ține de forma palei iar al doilea ține de forța de frecare generată la contactul fluxului cu suprafața palei [13, p. 13]. Relația care descrie forța de rezistență aerodinamică are forma:

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot c \cdot dr \cdot C_D(\alpha), \quad (1.4)$$

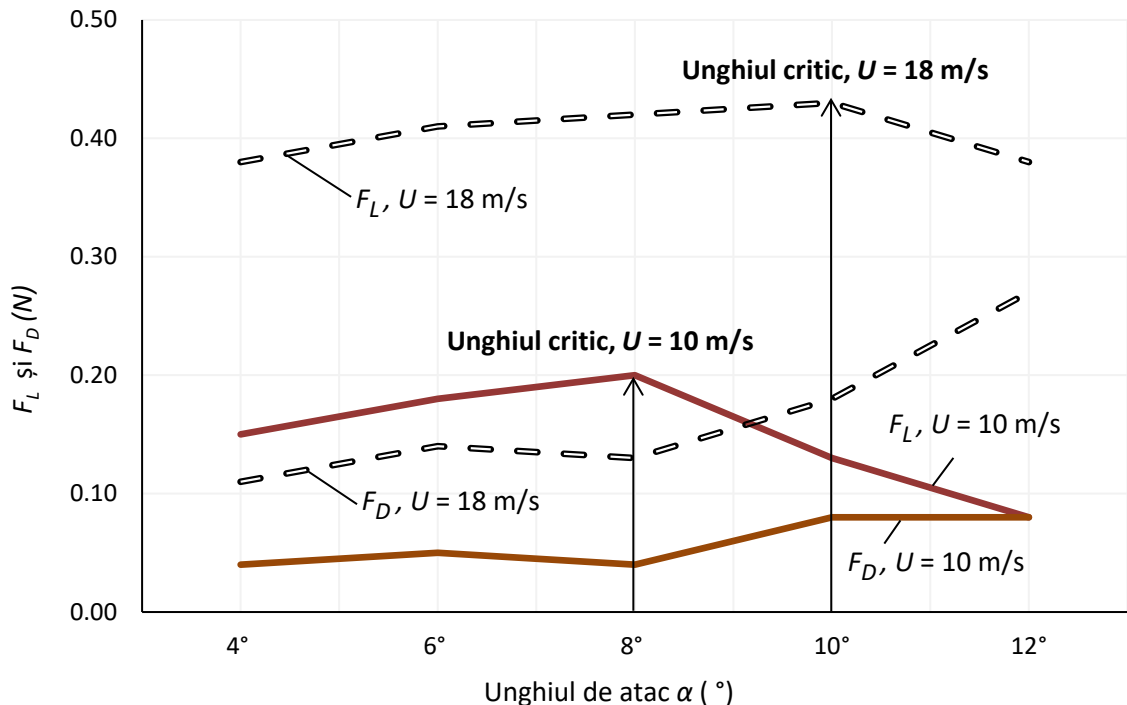
unde  $C_D$  reprezintă coeficientul de rezistență aerodinamică care, la fel ca și cel de portanță, este caracteristic fiecărui profil în parte, fiind, de asemenea, funcție de unghiul de atac  $\alpha$  și numărul  $Re$ . Pentru o performanță maximă este necesar un coeficient de portanță cât mai ridicat și unul de rezistență cât mai scăzut.

În aplicații practice se operează în mod frecvent cu coeficienții de performanță  $C_L$  și  $C_D$  întrucât valorile acestora pot fi determinate relativ simplu, utilizând programe precum JavaFoil, XFoil, QBlade [16], ANSYS. Odată stabilite, acestea pot fi utilizate la determinarea magnitudinii forțelor care acționează pala. De multe ori însă, rezultatele obținute prin metodele numerice nu

sunt exacte. Spre exemplu Clarke ș. a. [17, p. 19] au obținut o diferență dintre rezultatele reale și cele furnizate de QBlade de 20 %. De asemenea, valorile determinate cu ajutorul programului JavaFoil sunt de aproximativ două ori mai mari decât cele reale.

### 1.2.2. Influența unghiului de atac asupra performanței profilului aerodinamic

Pe lângă forma profilului aerodinamic, performanța aerodinamică a palei este puternic influențată de unghiul de atac. În figura 1.6 sunt prezentate rezultatele testelor efectuate asupra unui segment de pală definit de profilul aerodinamic simetric NACA 0018.



**Fig. 1.6. Valorile forțelor de portanță  $F_L$  și rezistență  $F_D$  dezvoltate de segmentul de pală cu profil NACA 0018 la viteze de 10 și 18 m/s**

Performanța aerodinamică este reflectată de valorile forțelor de portanță  $F_L$  și rezistență  $F_D$  dezvoltate de pală. Elementul, cu lungimea de 130 mm și lungimea cozii de 50 mm, a fost suflat în tunelul de vânt de tip Gunt HM 170 la viteze ( $U$ ) ale fluxului de 10 și 18 m/s. Valorile unghiului de atac  $\alpha$  considerate au fost 4°, 6°, 8°, 10° și 12°, rezultatele obținute fiind interpolate liniar.

Să urmărim tendințele dezvoltate la viteza fluxului de 10 m/s (liniile continue). Pentru valori  $\alpha$  mici, în acest caz de până la 8°, forțele de portanță și rezistență aerodinamică cresc ușor. Diferența dintre ele este însă considerabilă, forța de portanță fiind mult peste cea de rezistență. Tendințele continuă, odată cu creșterea unghiului de atac, până când o valoare  $\alpha$  specifică este atinsă, numită unghi de atac critic  $\alpha_{crit}$ . Pentru această valoare forța de portanță este maximă. Dincolo de acest unghi portanța descrește atunci când forța de rezistență aerodinamică continuă să crească.

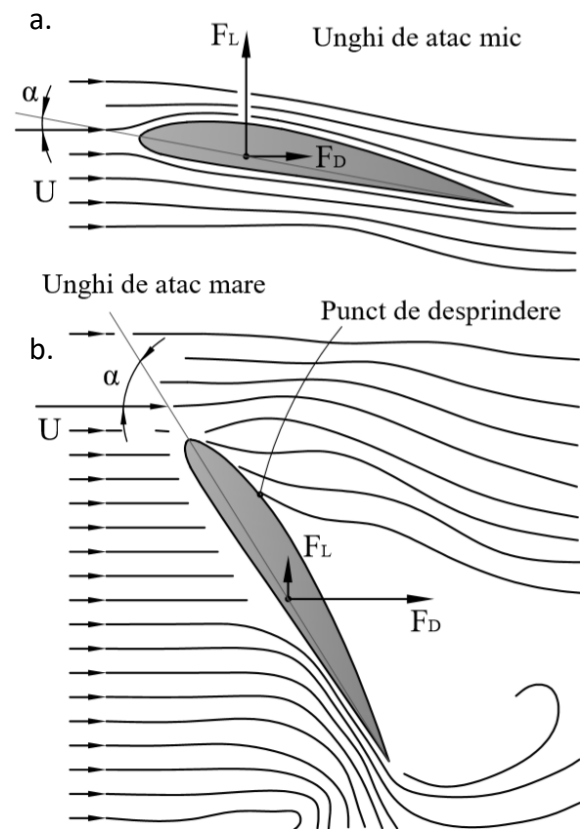
Valorile unghiului de atac critic  $\alpha_{crit}$  depind de profilul aerodinamic, tipul fluidului și viteza vântului. În exemplul din figura 1.6, același segment de pală dezvoltă o valoare a unghiului critic de  $8^\circ$  la viteza fluxului de  $10 \text{ m/s}$  și de  $10^\circ$  la viteza de  $18 \text{ m/s}$ .

Pentru unghiurile de atac mici, fluxul cuprinde preponderent întreaga pală. Pentru unghiuri de atac ridicate, mai mari decât unghiul critic, are loc desprinderea fluxului de suprafața palei. Acest fenomen este asociat cu descreșterea coeficientului de portanță și creșterea coeficientului de rezistență aerodinamică (figura 1.7). Creșterea continuă a unghiului de atac duce la deplasarea punctului de desprindere a fluxului de la bordul de fugă către bordul de atac și în consecință, creșterea accelerată a forței de rezistență aerodinamică care are drept efect frânarea aerodinamică (engleză - stall) [18, p. 46].

În practică se urmărește adesea o valoare ridicată a coeficientului de portanță  $C_L$ , care însă poate fi irelevantă atâta timp cât este însoțită de o valoare ridicată a coeficientului de rezistență aerodinamică  $C_D$ . Pornind de aici, eficiența profilului aerodinamic este exprimată în mod frecvent de raportul coeficienților de performanță aerodinamică  $\varepsilon$ , fiind urmărită o valoare cât mai ridicată:

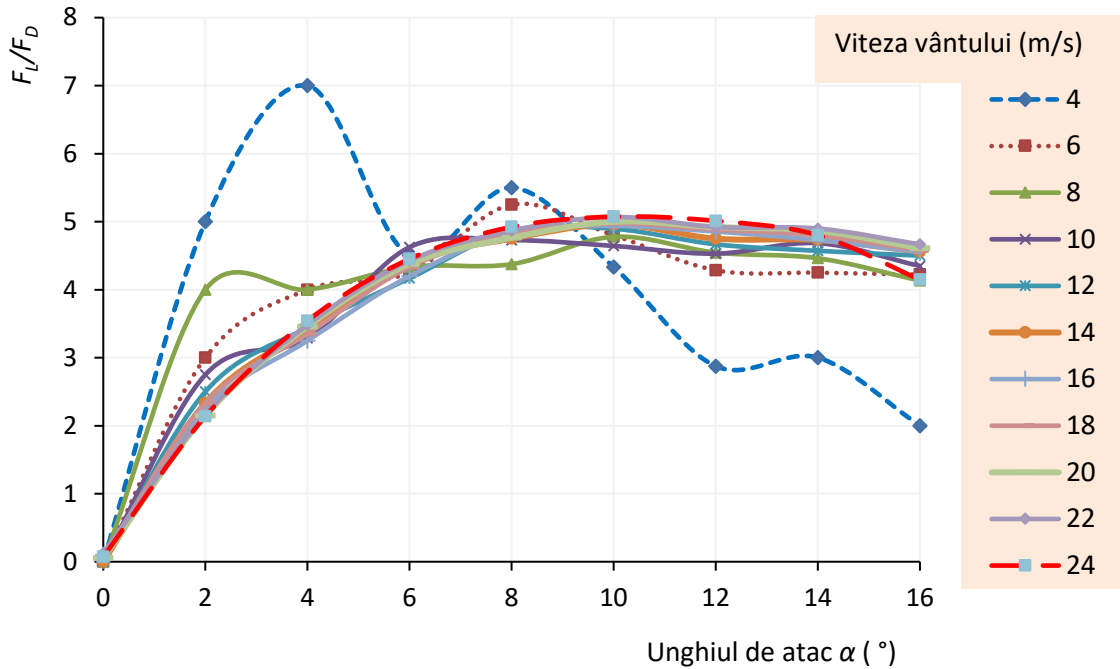
$$\varepsilon(\alpha) = \frac{F_L}{F_D} = \frac{C_L(\alpha)}{C_D(\alpha)} \quad (1.5)$$

Figura 1.8 prezintă valorile  $\varepsilon$  dezvoltate de segmentul de pală cu profil aerodinamic NACA 0018. Înălțimea și lungimea corzii segmentului testat au fost egale cu  $100 \text{ mm}$ . Elementul a fost suflat în tunelul aerodinamic Gunt HM 170 la viteze ale fluxului cuprinse între  $0$  și  $24 \text{ m/s}$  și unghiuri de atac de  $0 - 16^\circ$ . La viteze mai mari de  $8 \text{ m/s}$ , elementul a manifestat raportul  $\varepsilon_{max}$  pentru unghiul de atac de  $10^\circ$ . La viteze ale vântului mai mici de  $8 \text{ m/s}$ , raportul  $\varepsilon_{max}$  a fost demonstrat pentru unghiuri de atac mai mici și anume de  $8^\circ$  la viteza de  $6 \text{ m/s}$  și de  $4^\circ$  la  $4 \text{ m/s}$ . Este de notat sensibilitatea valorilor  $\varepsilon$  dezvoltate la vitezele mici ale vântului, manifestată prin oscilații puternice.



**Fig. 1.7. Interacțiunea dintre profil și fluxul de aer pentru unghiuri de atac mici (a) și mari (b)**





**Fig. 1.8. Variația raportului  $F_L/F_D$  în funcție de unghiul de atac pentru diferite viteze ale vântului**

Pentru o performanță aerodinamică ridicată, este importantă identificarea unghiului de atac pentru care raportul  $F_L/F_D$  dezvoltat este maxim. Parametru  $\varepsilon$  poate fi considerat drept măsură a calității profilului aerodinamic. Pentru cele mai performante modele, raportul  $\varepsilon$  atinge valoarea de 60 și mai mult [14, p. 178].

### 1.2.3. Numărul Reynolds

Numărul Reynolds  $Re$  este o valoare adimensională definită de raportul dintre forțele inerțiale și cele vâscoase. Acest parametru descrie caracterul curgerii în diferite condiții. În general, valori relativ mici indică o curgere laminară iar valorile mari o curgere turbulentă. Categorisirea valorilor  $Re$  mari sau mici ține de sistemul în cadrul căruia are loc curgerea.

Pentru un profil aerodinamic cu lungimea corzii  $c$ , numărul Reynolds este calculat cu relația:

$$Re = \frac{\text{Forțe inerțiale}}{\text{Forțe vâscoase}} = \frac{\rho \cdot U \cdot c}{\mu} = \frac{U \cdot c}{\nu} \quad (1.6)$$

unde  $\mu$  este vâscozitatea dinamică (kg/m·s) iar  $\nu$  – vâscozitatea cinematică care, pentru aerul la temperatura de 300 K, este  $\sim 1,568 \cdot 10^{-5}$  m<sup>2</sup>/sec. Pentru aceeași pală, în condiții de temperatură și presiune constante, valoarea numărului  $Re$  este manipulată cu ajutorul vitezei  $U$  a fluxului. Influența acestui parametru asupra eficienței profilului poate fi dedusă din rezultatele testelor prezentate în figura 1.6 a paragrafului precedent. În cazul vitezei de 10 m/s a fost calculată o

valoare  $Re$  de 33200 iar la viteza de 18 m/s – 59700. Pentru fiecare dintre aceste două condiții sunt generate valori ale coeficienților de portanță și rezistență proprii. De aici, pe lângă forma profilului aerodinamic și unghiul de atac, valorile coeficienților de performanță aerodinamică dezvoltate de pală depind puternic de numărul Reynolds. În cazul paletelor aerodinamice, efectele valorii  $Re$  sunt în special relevante pentru unghiuri de atac situate între  $\pm 30^\circ$  (cu exemplificări grafice disponibile în sursele [19, p. 3304], [20, p. 337]), acesta fiind spectrul obișnuit de lucru. Valoarea  $Re$  este influențată și de calitatea suprafeței palei [21, p. 432].

Așa cum va fi constatat în paragraful următor, pentru pala rotorului eolian cu ax vertical aflată în mișcare de rotație valoare  $Re$  nu este constantă. Dacă e să indicăm totuși o cifră orientativă, turbinele eoliene mici (cu puterea  $< 2$  kW) sunt caracterizate, în mod general, de valori  $Re$  medii  $\sim 10^5$  [22, p. 98].

### 1.3. Elemente de aerodinamică a rotoarelor cu ax vertical

Vom considera următorul scenariu. Rotorul eolian cu ax vertical de rază  $R$  se află în mișcare de rotație, cu viteza unghiulară  $\omega$  constantă și, implicit, o viteză tangențială  $v$  constantă a palei. Fluxul de aer care acționează rotorul este caracterizat de vectorul de viteză  $\vec{U}$  constant. În imediata apropiere a rotorului, fluxul de aer pierde din viteza  $\vec{U}$  inițială datorită efectelor de blocare. Avem aici o viteză redusă, numită indusă și notată  $\vec{U}_i$ . Descreșterea vitezei fluxului de aer în această regiune este cuantificată de factorul de inducție  $a$ , cu valori cuprinse între 0 și 1:

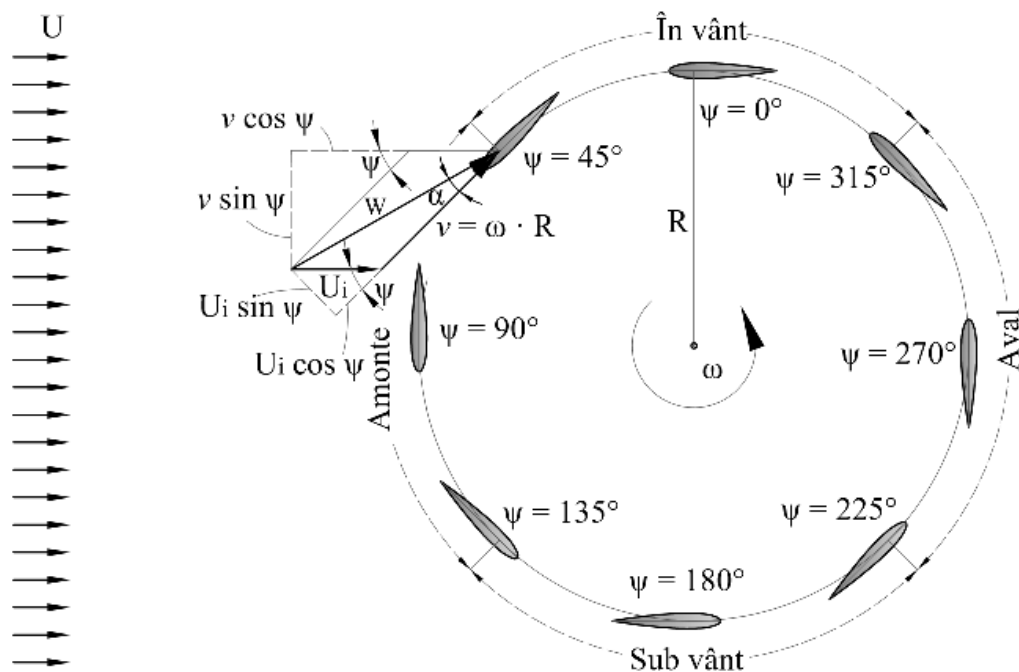
$$U_i = U \cdot a \quad (1.7)$$

Având drept referință unghiul azimutal  $\psi = 0^\circ$  (figura 1.9), domeniul de rotație al rotorului poate fi împărțit în patru regiuni:

- Amonte (engleză – Upwind)  $45^\circ < \psi < 135^\circ$ ;
- Sub vânt (engleză – Leeward)  $135^\circ < \psi < 225^\circ$ ;
- Aval (engleză – Downwind)  $225^\circ < \psi < 315^\circ$ ;
- În vânt (engleză – Windward)  $315^\circ < \psi < 360^\circ / 0^\circ < \psi < 45^\circ$ .

Să analizăm interacțiunea dintre fluxul de aer și pală în momentul în care pala se află în poziția azimutală  $\psi = 45^\circ$ . Interacțiunea este caracterizată de vectorul vitezei induse a vântului  $\vec{U}_i$  și vectorul vitezei tangențiale a palei  $\vec{v}$ . Vectorul rezultat, obținut prin sumarea acestora, este numit vectorul vitezei relative a vântului  $\vec{W}$  și reprezintă viteza efectivă a fluxului „percepută” de pala aflată în mișcare circulară:

$$\vec{W} = \vec{U}_i + \vec{v} = \vec{U}_i + (\vec{\omega} \times \vec{R}) \quad (1.8)$$



**Fig. 1.9. Compunerea vectorului vitezei relative a vântului**

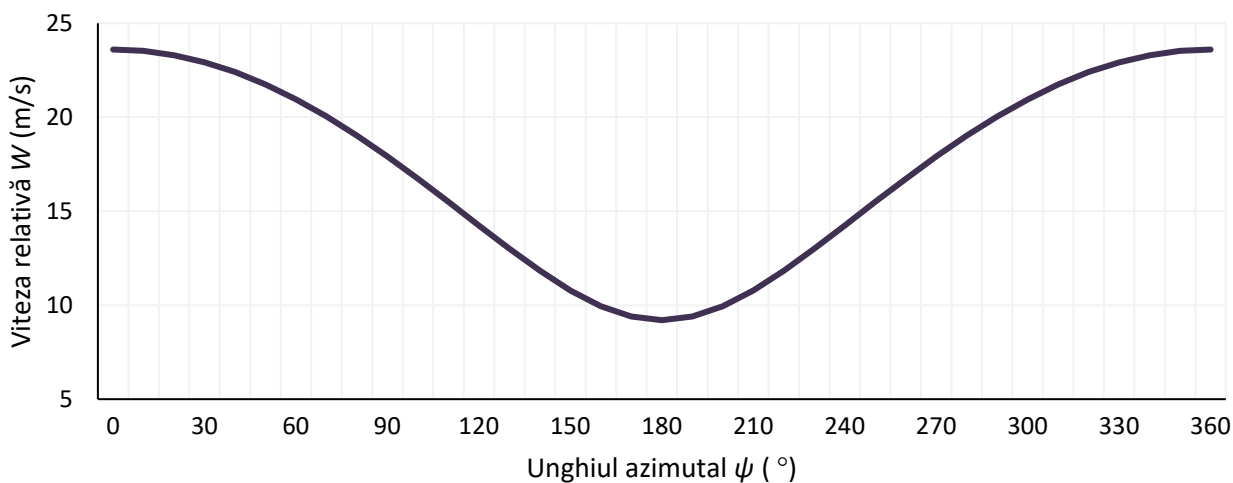
Pentru poziții azimutale diferite, vectorul  $\vec{U}_i$  rămâne aceeași pe când vectorul vitezei tangențiale  $\vec{v}$  este orientat diferit. Vectorul vitezei relative  $\vec{W}$  devine astfel funcție de viteza tangențială și implicit de valoarea unghiului azimutal  $\psi$ :

$$W = \sqrt{(\vec{U}_i + v \cdot \cos \psi)^2 + (v \cdot \sin \psi)^2} \quad (1.9)$$

sau

$$W = \sqrt{(\omega \cdot R + U_i \cdot \cos \psi)^2 + (U_i \cdot \sin \psi)^2} \quad (1.10)$$

În figura 1.10 este prezentată viteza relativă dezvoltată de un rotor exemplu pe parcursul unei rotații complete.



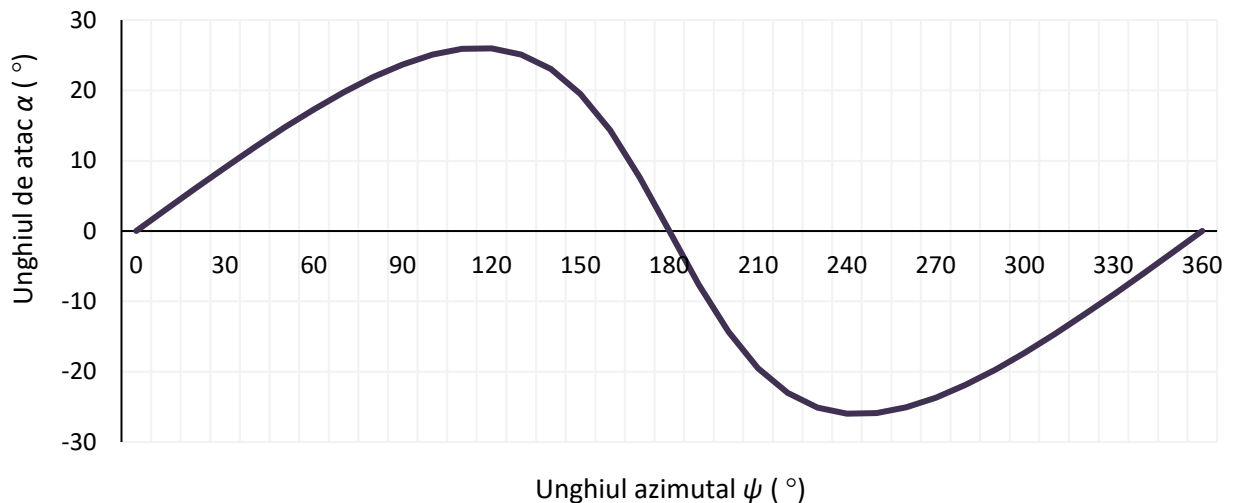
**Fig. 1.10. Exemplu de variație a vitezei relative a vântului în funcție de unghiul azimutal**

Calculul a implicat următoarele date: diametrul și înălțimea rotorului – 2 m; lungimea cozii palei – 0,25 m; numărul de rotații pe minut – 156; viteza vântului – 8 m/s; factorul de inducție  $a = 0,1$ .

Pentru pala aflată în mișcare circulară, unghiul de atac  $\alpha$  este definit drept unghiul dintre coarda palei  $c$  și vectorul vitezei relative a vântului  $\vec{W}$ . Întrucât vectorul  $\vec{W}$  variază în funcție de unghiul azimutal, unghiul de atac  $\alpha$  variază în consecință, devenind la rândul lui funcție unghiul azimutal:

$$\alpha(\psi) = \text{atan}\left(\frac{U_i \cdot \sin(\psi)}{U_i \cos(\psi) + R \cdot \omega}\right) \quad (1.11)$$

Figura 1.11 prezintă variația valorii unghiului de atac pentru același rotor exemplu, cu datele de intrare considerate mai sus. Pentru pozițiile azimutale  $120^\circ$  și  $240^\circ$  sunt calculate unghiuri de atac de  $26^\circ$  și respectiv  $-26^\circ$ . În mod obișnuit, profilurile aerodinamice dezvoltă valori de performanță aerodinamică pentru unghiuri de atac mai mici ( $< 15^\circ$ ), astfel că, referindu-ne la exemplul prezentat, unghiul de atac nu este unul optim pentru toate pozițiile azimutale.

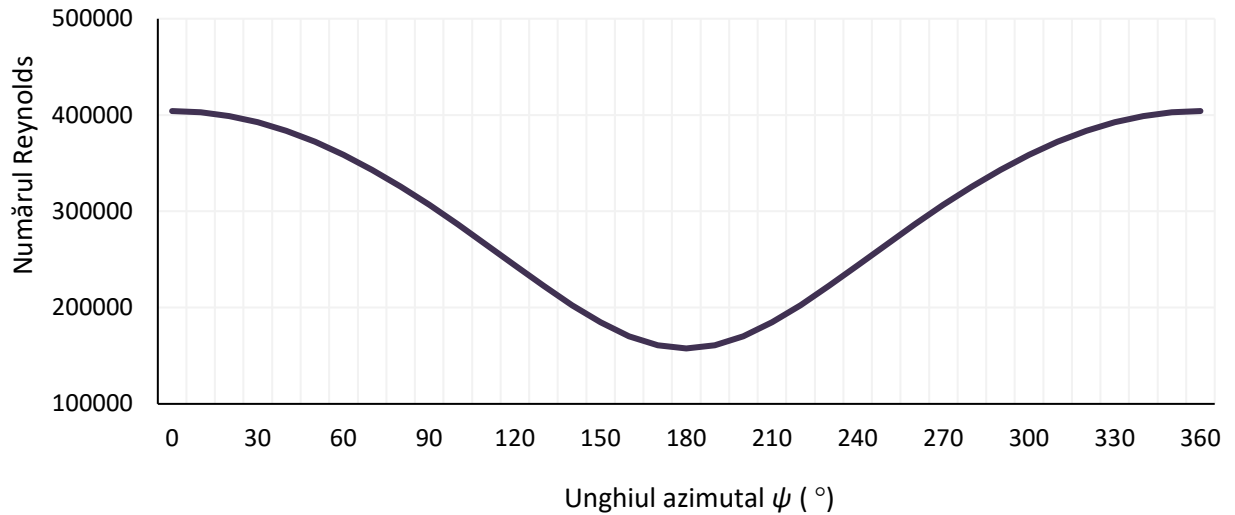


**Fig. 1.11. Variația unghiului de atac în funcție de unghiul azimutal**

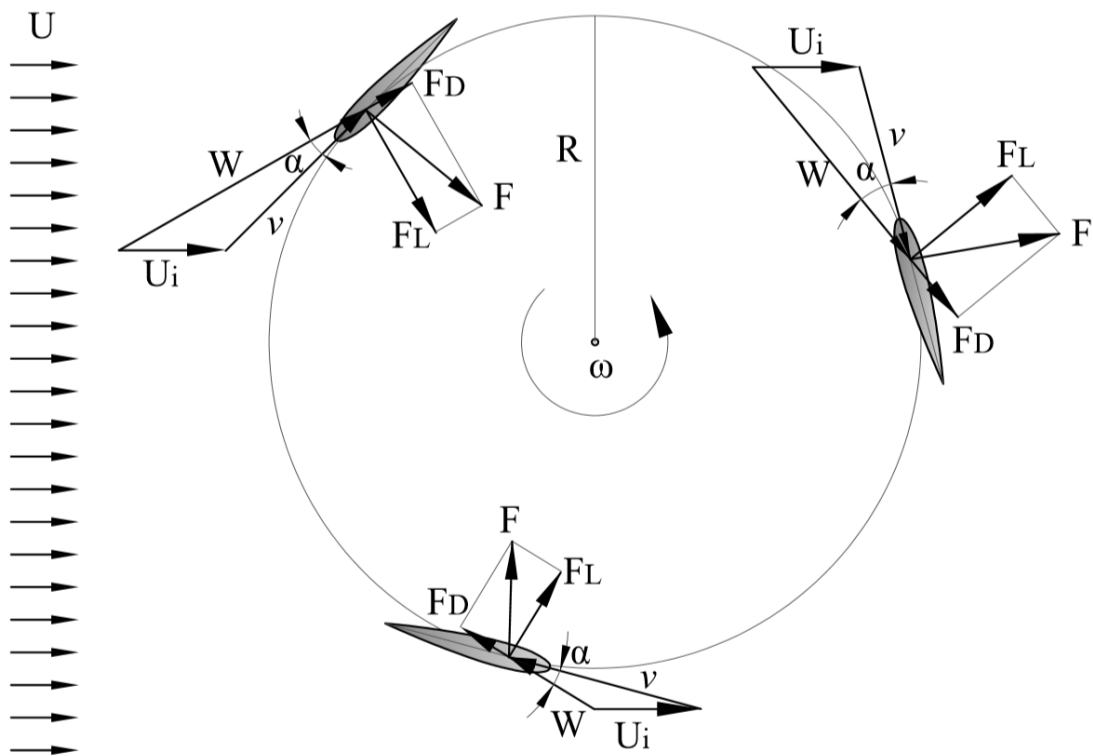
Determinarea numărului Reynolds caracteristic curgerii fluxului în jurul palei aflate în mișcare circulară poate fi făcută implicând relația:

$$Re = \frac{W \cdot c}{\nu} \quad (1.12)$$

La fel ca viteza relativă și unghiul de atac, numărul  $Re$  ia valori care depind de poziția azimutală a palei (figura 1.12). După cum a fost demonstrat anterior, forțele de portanță și rezistență aerodinamică sunt influențate de unghiul de atac, viteză și numărul  $Re$ . Având în vedere variația acestora, forțele generate manifestă în consecință un caracter diferit pe parcursul rotației (figura 1.13).



**Fig. 1.12. Variația numărului Reynolds în funcție de unghiul azimutal**



**Fig. 1.13. Forțele formate pe pală pentru diferite poziții azimutale**

Pentru palele rotoarelor eoliene cu ax vertical este importantă determinarea forțelor normale  $F_N$  și tangențiale  $F_T$ . Forța normală este componenta dispusă perpendicular pe tangenta traiectoriei circulare a palei și determină solicitările structurale la care este supus rotorul, spre exemplu, solicitările asupra rulmenților. Valoarea ei este determinată cu relația:

$$F_N = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W^2 \cdot c \cdot dr \cdot (C_L \cos \alpha + C_D \sin \alpha) \quad (1.13)$$

Forța tangențială  $F_T$  este componenta dispusă paralel la traiectoria circulară a palei și determină mișcarea de rotație a turbinei prin generarea momentului de torsiune necesar. Forța tangențială este calculată cu relația:

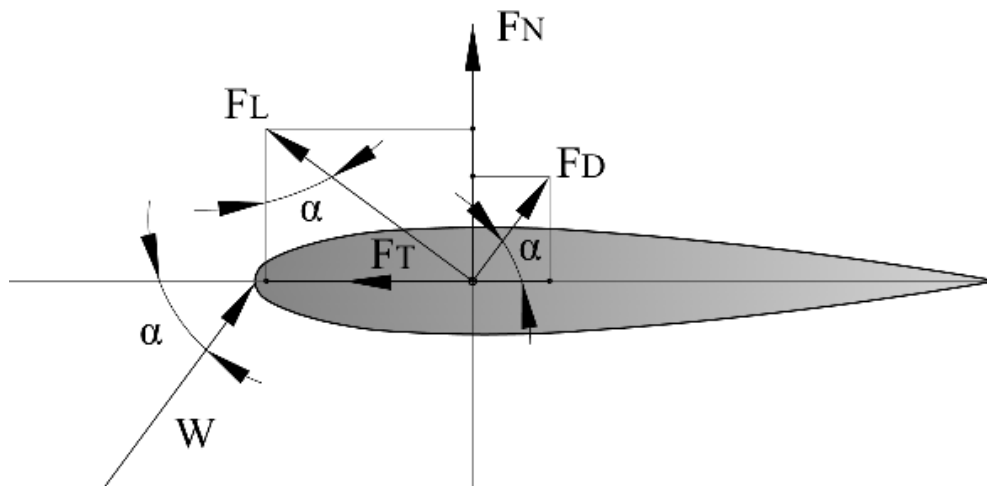
$$F_T = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W^2 \cdot c \cdot dr \cdot (C_L \sin \alpha - C_D \cos \alpha) \quad (1.14)$$

Forțele normale și tangențiale pot fi determinate cunoscând valoarea forțelor de portanță și rezistență aerodinamică (figura 1.14):

$$F_N = F_L \cos \alpha + F_D \sin \alpha \quad (1.15)$$

și

$$F_T = F_L \sin \alpha - F_D \cos \alpha \quad (1.16)$$



**Fig. 1.14. Forțele formate pe pala aflată în mișcare de rotație**

Cât privește utilitatea tuturor componentelor forței rezultante, forțele de portanță și rezistență sunt utilizate cu precădere la analiza efectelor aerodinamice dezvoltate în jurul palei așa cum sunt stratur limită, condițiile *no-slip* (efectele vâscozității), efectele de frânare aerodinamică etc. Forțele normale și tangențiale determină performanța mecanică a rotorului, momentele de torsiune, solicitările asupra componentelor turbinei, puterea generată. Identificarea și operarea cu aceste forțe formează baza metodelor analitice de calcul a performanței rotoarelor eoliene cu ax vertical, în particular Modelele Impulsului cu versiunile SSTM, MSTM și DMST. Descrierea și aplicațiile modelelor pot fi găsite în sursele [23-29].

#### 1.4. Puterea și coeficientul de putere

Puterea mecanică  $P$  dezvoltată de un rotor eolian este calculată cu relația:

$$P = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \quad (1.17)$$

unde  $A$  este aria rotorului străbătută de fluxul de aer sau aria baleiată;  $C_p$  este coeficientul de putere - care este o măsură adimensională a eficienței de conversie a rotorului. Limita teoretică maximă a coeficientului de putere este 0,593 numită limita lui Betz, ceea ce înseamnă că un rotor eolian ideal poate converti maximum 59,3% din energia fluxului de aer care-i străbate aria baleiată [15, p. 4]. Turbinele eoliene cu ax orizontal de mare putere pot atinge un coeficient de eficiență apropiat de 0,5. Turbinele cu ax vertical sunt caracterizate de valori reale ale  $C_p$  comparativ reduse.

Este de remarcat importanța vitezei vântului  $U$  privind puterea generată, relevantă de dependența la cub. O creștere modestă a vitezei poate veni cu o creștere substanțială a puterii. Stabilirea condițiilor de vânt este importantă în vederea determinării parametrilor optimi ai rotorului.

Dezvoltarea unei turbine eoliene se face urmărind un coeficient de putere maxim. Asigurarea acestui obiectiv ține, în mare măsură, de optimizarea parametrilor constructivi dar și de condițiile externe.

## 1.5. Parametrii rotorului eolian

Rotoarele eoliene cu ax vertical sunt definite de patru parametri principali: înălțime, diametru, profil aerodinamic și lungime a corzii. Pornind de aici o altă serie de parametri poate fi derivată: aria baleiată, soliditatea, raportul de aspect al rotorului, raportul de aspect al palei. Rotoarele sunt de asemenea caracterizate de numărul de pale, forma palei (dreaptă, elicoidală, curbată), unghiul de înclinație a palei, prezența capacelor sau aripioarelor la capetele palelor, tipurile și aranjamentul brațelor de suport a palelor, configurații specifice de pale cum sunt modelele de tip-J etc. Fiecare dintre acești parametri și soluții influențează în măsura proprie performanța aerodinamică a rotorului. Dacă e să facem o ierarhizare a parametrilor începând cu cei mai importanți, menționăm profilul aerodinamic, soliditatea și aria baleiată a rotorului.

### 1.5.1. Aria baleiată

Aria baleiată  $A$  (engleză – swept area), măsurată în  $m^2$ , reprezintă secțiunea rotorului străbătută de fluxul de aer. Pentru rotoarele cu ax vertical cu pale drepte, aria baleiată este definită de produsul dintre valoarea înălțimii  $h$  și a diametrului  $D$  al rotorului:

$$A = h \cdot D \quad (1.18)$$

Referindu-ne la relația (1.17), o valoare mai mare a ariei asigură mai multă putere generată. Stabilirea ariei baleiate este punctul de pornire privind dezvoltarea unei turbine eoliene.

### 1.5.2. Soliditatea

Soliditatea  $\sigma$  (engleză – solidity) exprimă secțiunea ariei baleiate acoperită de pale și este definită de raportul:

$$\sigma = \frac{\text{Aria palelor}}{\text{Aria baleiată}} \quad (1.19)$$

Aria palei drepte este determinată de produsul dintre lungimea corzii profilului aerodinamic  $c$  și lungimea palei  $L$ . Expresia matematică a solidității pentru rotoarele cu pale drepte (tip H) este:

$$\sigma = (N \cdot c \cdot L) / A = (N \cdot c) / D \quad (1.20)$$

unde  $N$  este numărul palelor, iar  $D$  – diametrul rotorului. Având fixate aceste două valori, soliditatea devine funcție de lungimea corzii  $c$ . De notat că pentru rotorul cu pale drepte, soliditatea  $\sigma$  nu depinde de lungimea  $L$  a palei care, pentru acest model, este egală cu înălțimea  $h$  a rotorului. În cazul rotoarelor cu pale curbe (Darrieus), soliditatea efectivă trebuie calculată corespunzător, reieșind din relația (1.19).

Importanța solidității este relevată de influența acesteia asupra coeficientului de putere  $C_p$  dar și a vitezei de rotație a rotorului exprimată de rapiditate. Rapiditatea  $\lambda$  sau raportul vitezelor (engleză – tip speed ratio) este un parametru important, definit drept raportul dintre viteza tangențială a palei și viteza vântului. Rapiditatea arată de câte ori viteza tangențială palei este mai mare sau mai mică decât viteza vântului:

$$\lambda = \frac{\text{Viteza tangențială a palei}}{\text{Viteza neperturbată vântului}} = \frac{\omega \cdot R}{U} = \frac{v}{U} \quad (1.21)$$

Optimizarea rotoarelor eoliene este îndreptată inclusiv către stabilirea unei valori a solidității, pentru care eficiența, descrisă de coeficientul de putere, este maximă. Fiecare valoare a solidității vine cu spectrul propriu de variație a rapidității. În figura 1.15 este prezentată rapiditatea și coeficientul de putere dezvoltat pentru diferite valori ale solidității. Analiza a fost făcută cu ajutorul programului QBlade pentru un model cu diametrul și înălțimea de 6 m. Soliditatea a fost manipulată cu lungimea corzii care a luat pe rând mărimile: 0,1 m, 0,15 m, 0,2 m și 0,3 m.

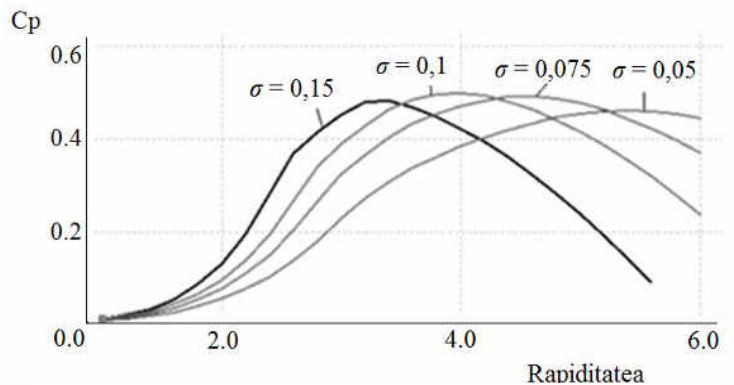


Fig. 1.15. Dependența coeficientului de putere  $C_p$  de soliditate  $\sigma$



În mod general, rotoarele eoliene sunt caracterizate de solidități cuprinse între 0,2 – 0,6 [30, p 28] [31, p 757], considerate drept valori medii. În baza unui studiu extins, Rezaeiha ș. a. [32, p. 1136] stabilesc o relație empirică dintre soliditate și rapiditatea optimă a rotorului:

$$\lambda_{opt} = 2.693\sigma^{-0.329} - 1.605 \quad (1.22)$$

Rapiditatea optimă este considerată valoarea pentru care coeficientul de putere este maxim. Autorii scriu că relația poate fi utilizată pentru o primă evaluare cu un nivel de încredere de 95%.

### 1.5.3. Rapiditatea

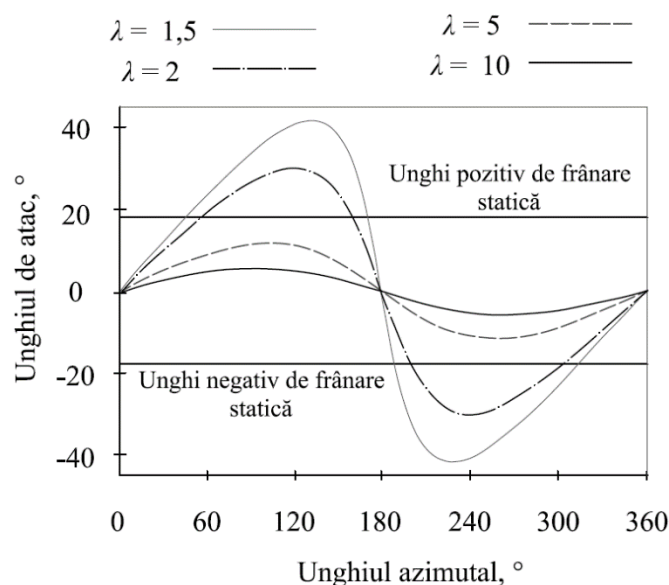
Anterior a fost demonstrat faptul că pentru pala aflată în mișcare de rotație, viteza relativă  $W$  și unghiul de atac  $\alpha$  depind de viteza vântului  $U$  și viteza tangențială a palei  $v$ . Pentru că raportul  $v/U$  exprimă rapiditatea, putem exprima relația vitezei relative  $W$  și a unghiului de atac  $\alpha$  în termenii rapidității:

$$W = U\sqrt{1 + 2\lambda \cos \psi + \lambda^2} \quad (1.23)$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{\sin \psi}{\cos \psi + \lambda}\right) \quad (1.24)$$

În exemplul din figura 1.16 este prezentată variația unghiului de atac pentru diferite valori ale rapidității. Observăm că pentru rapidități mari, de 5 și 10, unghiul de atac  $\alpha$  variază mai puțin, atingând valori maxime de  $14^\circ$  și respectiv,  $8^\circ$ . Pentru rapidități mici, de 1,5 și 2, unghiul de atac variază mai mult, atingând maxime de  $42^\circ$  și respectiv,  $30^\circ$ .

Explicația valorilor  $\alpha$  mici pentru rapidități mari ține de vectorul vitezei relative  $\vec{W}$  care, odată cu creșterea numărului de rotații, tinde să fie paralel cu vectorul vitezei tangențiale  $\vec{v}$ . Aparent, acest lucru este favorabil întrucât palele dezvoltă valori sporite de performanță aerodinamică ( $\varepsilon$ ) pentru unghiuri de atac relativ mici ( $< 15^\circ$ ). Totuși, o viteză tangențială ridicată a palei



**Fig. 1.16. Variația unghiului de atac  $\alpha$  pentru diferite valori ale rapidității  $\lambda$  [12], [22]**

presupune creșterea forței de rezistență aerodinamică. Pe de altă parte, unghiurile de atac mari, favorizate de rapidități joase, vin cu efecte de frânare aerodinamică. Devine astfel necesară identificarea unui spectru de rapidități pentru care, atât efectele de frânare aerodinamică cât și cele de rezistență aerodinamică să fie minimizate (figura 1.17). Rapiditatea este, în mare măsură, determinată de valoarea solidității și profilul aerodinamic al palei, însă este de asemenea influențată și de viteza vântului, după cum sugerează datele prezentate în figura 1.18. De remarcat că pentru valori mai mici de 15 m/s, coeficientul de putere  $C_p$  crește proporțional cu viteza vântului, după care rămâne constant.

Forțele de frânare sunt o caracteristică intrinsecă a turbinelor cu ax vertical care afectează puterea turbinei, fiind de asemenea sursă de vibrații și solicitări formate pe rotor [22, p. 98]. Date fiind aspectele descrise, analiza aerodinamică a rotoarelor cu ax vertical devine mai complexă comparativ cu cazul turbinelor eoliene cu ax orizontal. La aceste complexități se adaugă efectele determinate de curgerea turbulentă ce caracterizează rotorul în timpul rotației.

### 1.6. Maximizarea performanțelor TEAV

Pe lângă factorii majori care influențează eficiența de conversie a TEAV, cu referire la profil aerodinamic, soliditate și aria baleiată, performanța aerodinamică a rotorului este influențată și de alți de parametri abordați în cele ce urmează.

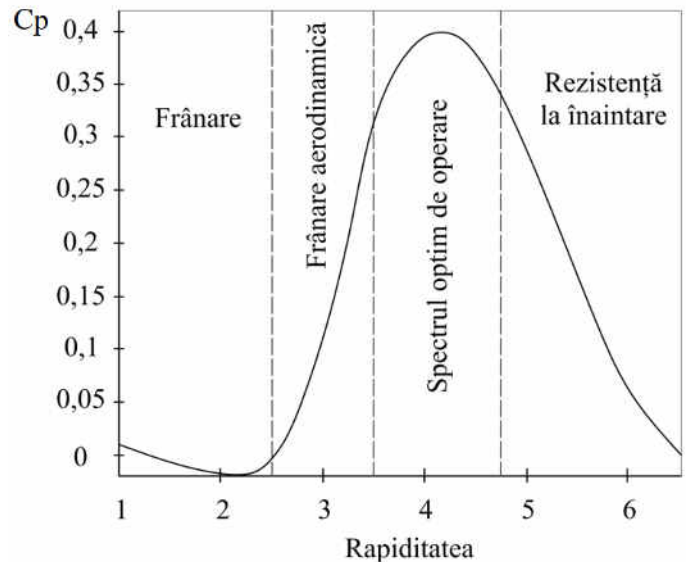


Fig. 1.17. Efectele aerodinamice pentru diferite valori ale rapidității  $\lambda$  [12], [33]

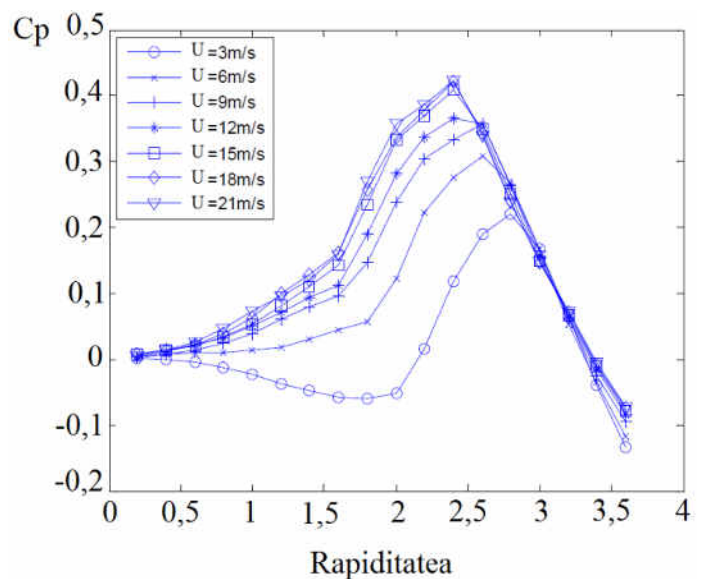


Fig. 1.18. Dependența rapidității de viteza vântului [34, p. 36]

### 1.6.1. Raportul de aspect al rotorului

Raportul de aspect al rotorului  $RA$  este definit drept raportul dintre înălțimea  $h$  și diametrul  $D$  al acestuia:

$$RA = \frac{h}{D} \quad (1.25)$$

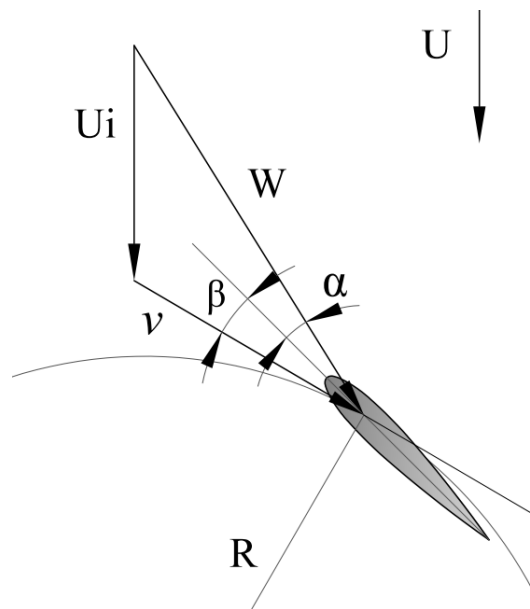
Studiul raportului de aspect poate fi făcut având în vedere două posibilități: rotoarele comparate au fie aceeași soliditate, fie aceeași lungime a corzii palelor. În ambele cazuri aria baleiată rămâne constantă.

Subiectul a fost abordat de mai mulți autori. Definind raportul de aspect conform relației (1.25), Brusca ș. a. [20] recomandă o valoare cât mai mică a acestuia. Analiza a fost îndreptată către rotoare, aparent, cu aceeași soliditate (nefiind indicat explicit) și pale definite de profilul aerodinamic NACA 0018. Autorii și-au bazat studiul pe modelul impulsului MSTM propus de Strickland [23]. Utilizând programul QBlade, Ionescu ș. a. [35] analizează trei rotoare Darrieus cu pale definite de profilul aerodinamic NACA 0012. Definind raportul de aspect drept diametru/înălțime (invers relației 1.25), autorii sugerează că o valoare  $RA$  mică implică un coeficient de putere superior. Aparent, rotoarele analizate au avut aria baleiată diferită. Clarke ș. a. [17, p. 18] au studiat subiectul adoptând de asemenea programul QBlade. Autorii scriu că creșterea raportului de aspect a dus la mărirea eficienței. Palele considerate au avut la bază profilul aerodinamic DU06-W200, lungimea corzii fiind aceeași pentru toate cazurile. Scheurich ș. a. [36, p. 4] au studiat trei rotoare cu pale drepte, profil aerodinamic NACA 0015. Rezultatele obținute cu ajutorul modelului VTM au indicat o dependență direct proporțională dintre eficiență și raportul de aspect. Aparent aria baleiată a rotoarelor analizate a fost diferită.

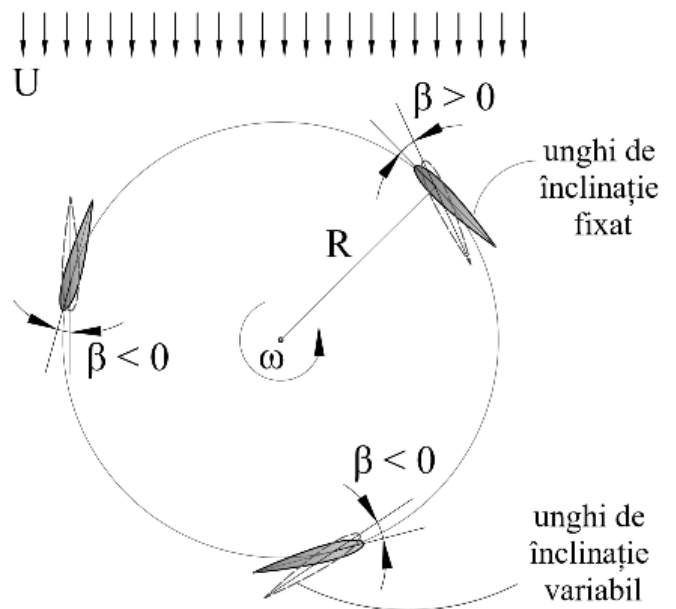
### 1.6.2. Unghiul de înclinație al palei

Unghiul de înclinație  $\beta$  (engleză – pitch angle) reprezintă unghiul dintre coarda palei și tangenta traiectoriei mișcării palei în jurul axei rotorului (figura 1.19). Unghiul  $\beta$  poate fi pozitiv sau negativ, fixat sau variabil și este adesea adoptat drept instrument de maximizare a eficienței de conversie [37-40]. Alegerea unui unghi de înclinație fixat potrivit este importantă întrucât influențează atât eficiența cât și rapiditatea optimă [41, 42].

Cele mai multe studii adresează însă unghiul de înclinație variabil. Anterior a fost menționat faptul că unghiul de atac al palei rotorului cu ax vertical aflat în mișcare de rotație nu este unul constant și, implicit, nu este unul optim pentru toate pozițiile azimutale. Această problemă poate fi mediată, într-o măsură, asigurând un unghi de înclinație variabil cu ajutorul căruia se face optimizarea unghiului de atac  $\alpha$  în timpul rotației rotorului (figura 1.20).



**Fig. 1.19. Unghiul de înclinare  $\beta$  al palei**



**Fig. 1.20. Variația unghiului de înclinare în timpul rotației**

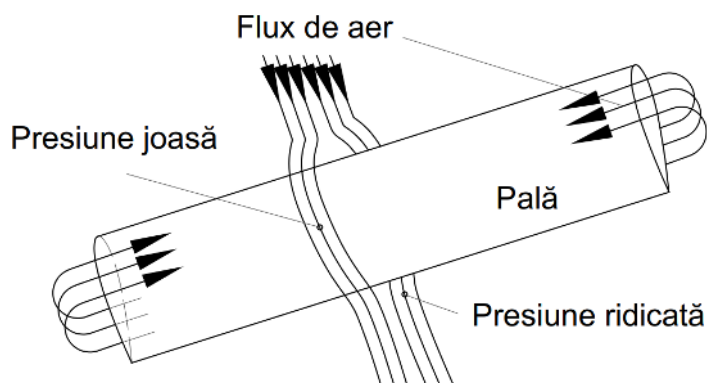
Sagharichi ș. a. [12] și Firdaus ș. a. [43] susțin că prin reglarea unghiului de atac al palei cu ajutorul unghiului  $\beta$  poate fi redus sau chiar înlăturat efectul separării fluxului de pală (caracteristic rapidității scăzute). În consecință este diminuată frânarea aerodinamică, crește momentul de torsiune necesar pentru demarare și scade amplitudinea variației solicitărilor pe pală. Hwang ș. a. [44] afirmă că prin controlul unghiului de înclinare al fiecărei pale poate fi obținută o creștere a eficienței de 30% față de cazul unghiului  $\beta$  fixat. Xu ș. a. [45] indică o creștere a eficienței rotoarelor cu unghiul  $\beta$  variabil de 78 % iar Zhao ș. a. [46] de 18,9 %.

Există mai multe soluții tehnice care permit reglarea activă a unghiului de înclinare [47-52]. Una dintre posibilități se referă la palele cu profil aerodinamic flexibil care își schimbă forma pe parcursul rotației azimutale. Bouzaher ș. a. [53] afirmă că o astfel de versiune ar duce la creșterea coeficientului de putere cu aproximativ 38 %.

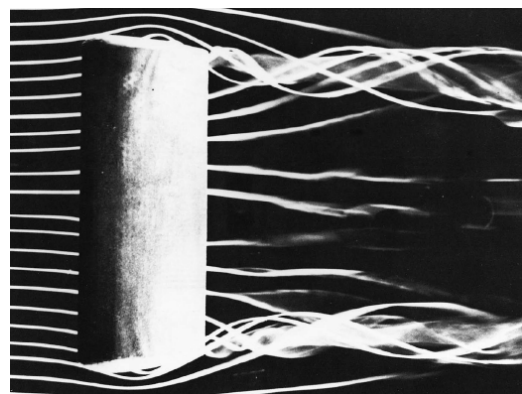
Dezavantajele soluțiilor tehnice, care presupun un unghi de înclinare variabil, țin de costul comparativ ridicat, mentenanță și plusul de complexitate constructivă.

### 1.6.3. Efectele aerodinamice la capetele palelor

La interacțiunea cu fluxul de aer, palele sunt caracterizate de efecte aerodinamice specifice dezvoltate la capete. Diferența de presiune între cele două suprafețe ale palei, intrados și extrados, facilitează trecerea fluxului peste capătul acesteia. Fluxul este direcționat dinspre regiunea cu presiune ridicată către regiunea cu presiune scăzută (figura 1.21). Acest lucru are drept consecință formarea de vârtejuri la capete (figura 1.22), fenomen asociat cu efecte negative asupra performanței aerodinamice a palei.



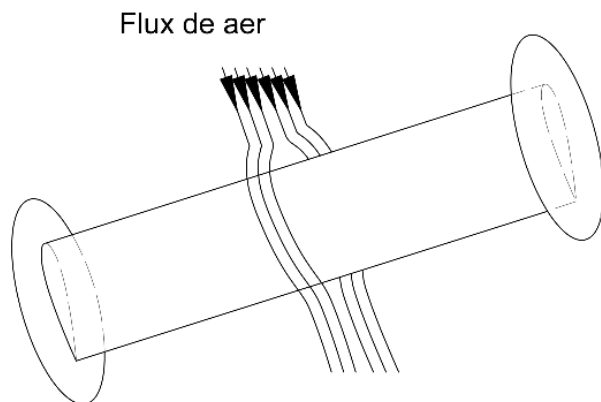
**Fig. 1.21. Fluxul de aer la capetele palei rotorului**



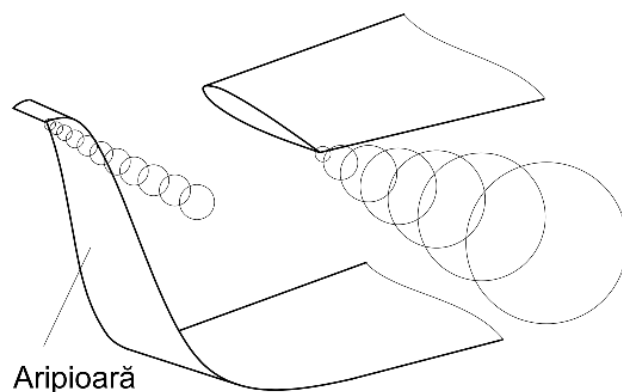
**Fig. 1.22. Formarea vârtejurilor la capetele palei [54, p. 417]**

Efectele sunt cu atât mai pronunțate cu cât raportul de aspect al palei este mai mic. Raportul de aspect al palei  $RAp$  este definit drept raportul dintre lungimea palei  $L$  și lungimea corzii acesteia  $c$  ( $RAp = L/c$ ). Kirke [30, p. 219] recomandă o valoare  $RAp$  mai mare de 7,5 iar Ahmadi-Baloutaki ș. a. [31, p. 757] între 10 și 20.

Există soluții constructive care atenuează formarea de vârtejuri. Islam ș. a. [55, p. 498] prezintă o serie de soluții, dintre care, aplicabile pentru rotoarele eoliene sunt capacele și aripioarele dispuse la capetele palei (figurile 1.23 și 1.24).



**Fig. 1.23. Capace la capătul palei**



**Fig. 1.24. Vârtejuri formate la o pală cu și fără aripioară**

Aripioarele sunt elemente adoptate în mod obișnuit pentru palele de avion. Eficiența lor a fost demonstrată și pentru rotoarele eoliene, atât cu ax vertical, cât și cu ax orizontal [56]. Xu ș. a. [57] afirmă că palele rotoarelor cu ax vertical echipate cu aripioare vin cu o creștere a eficienței de conversie de 16-19 %. Zhang ș. a. [58] menționează o creștere de 10 %.

Capacele sunt elemente simple, adoptarea în practică a cărora nu prezintă complicații tehnice semnificative. Gosselin ș. a. [42, p. 13] scriu că prezența capacelelor la capetele palei duce la o creștere a eficienței de conversie cu 10%. Este însă importantă mărimea și forma acestora.

## 1.7. Motivarea alegerii profilului aerodinamic

Tangler [59, p. 3] afirmă că determinarea profilului aerodinamic optim reprezintă unul dintre cel mai puțin înțelese aspecte privind dezvoltarea rotorului cu ax vertical. Un profil aerodinamic cu eficiența ridicată nu presupune neapărat o performanță aerodinamică ridicată a întregului rotor pentru care este de asemenea relevant numărul de pale și poziționarea azimutală a acestora [60, p. 1].

În trecut, rotoarele cu ax vertical erau echipate cu pale definite preponderent de profiluri aerodinamice simetrice din familia NACA seria 4. În particular, erau adoptate versiunile NACA 0012, NACA 0015 și NACA 0018 create inițial pentru aplicații în aeronautică. Acest domeniu de aplicație este caracterizat de condiții de curgere rapidă definite de valori Reynolds ( $Re$ ) înalte [61, p. 171]. Rotoarele eoliene de putere mică operează în condiții  $Re$  comparativ joase pentru care profilurile menționate nu sunt foarte eficiente. Modelele NACA rămân însă un subiect popular de cercetare în domeniul TEAV, după cum relevă studiile făcute de Tummala ș. a. [62, p. 1360] și Du ș. a. [63, p. 17]. Islam ș. a. [64, p. 188] recomandă profilurile aerodinamice asimetrice. În vederea alegerii unei versiuni optime, baza de date [www.airfoiltools.com](http://www.airfoiltools.com) conține o varietate largă de profiluri precum și rezerva de performanță a fiecăruia pentru diferite valori  $Re$ .

Referindu-ne la profilurile aerodinamice asimetrice, acestea pot fi dispuse în două moduri în raport cu axa de rotație a rotorului: cu curbura (suprafața concavă) orientată radial spre exteriorul rotorului sau spre interior. Întrucât nu au fost găsite studii care să vină cu recomandări privind una din aceste opțiuni, subiectul dat a fost propus spre cercetare în lucrare.

Există versiuni modificate ale profilurilor clasice, spre exemplu, modele cu deschidere la bordul de fugă. Palele definite de profilurile aerodinamice cu deschidere se numesc pale de tip J. Configurațiile date au fost analizate de mai mulți autori. Utilizând metoda CFD, Chen ș. a. [65] au urmărit îmbunătățirea capacității de demarare a rotorului prin adoptarea palelor de tip J, profil aerodinamic NACA 0015. Rezultatele nu au indicat îmbunătățirea eficienței. Utilizând aceeași metodă CFD, Zamani ș. a. [66] scriu despre creșterea momentului de torsiune și a coeficientului de putere prin adoptarea palelor de tip J, profil aerodinamic NACA 0015. În baza studiului experimental efectuat, Siddiqui ș. a. [67] afirmă că turbina cu pale tip J, profil NACA 2424, a manifestat un coeficient de putere cu 30 % mai ridicat decât versiunea cu pale închise. Mohamed [68] analizează trei turbine cu pale închise și cu deschidere la bordul de fugă, considerând profilurile aerodinamice NACA 0015, NACA 0021, S1046 și metoda de studiu CFD. Autorul nu recomandă palele de tip-J.

Întrucât în baza studiilor enumerate nu pot fi inferate concluzii certe, acest subiect a servit drept obiectiv de cercetare în lucrare.

## 1.8. Numărul de pale

Cantitatea de energie convertită de turbina eoliană depinde de aria baleiată. Aparent, pentru o valoare constantă a ariei baleiate, o turbină cu o pală trebuie să genereze la fel de multă energie cât generează o turbină cu un număr arbitrar de pale (relația 1.17). Studiile arată că pentru cazul în care soliditatea este menținută constantă, coeficientul de putere crește proporțional cu numărul palelor iar un număr ridicat de pale condiționează o valoare redusă a rapidității optime [69, p.4] [70, p. 60]. Dacă soliditatea crește proporțional cu numărul palelor, adică palele rotoarelor comparate au aceeași lungime a corzii, coeficientul de putere scade odată cu creșterea numărului de pale [71, p. 71].

În marea majoritate a cazurilor turbinele moderne sunt echipate cu trei pale. Acest lucru are la bază argumente structurale, aerodinamice și economice.

## 1.9. Barele de suport ale palelor

Brațele (sau barele) de suport ale palelor sunt mecanismele care prind și fixează palele de axul central al rotorului. Elementele sunt evident necesare, însă vin cu dezavantaje determinate de greutatea adițională, cost și un plus de rezistență aerodinamică, numită parazită.

Brațele pot avea diferite forme ale secțiunii transversale. Unii autori au cercetat versiunile secțiunii transversale în formă de profil aerodinamic. În acest sens, Islam ș. a. [55 p. 495] afirmă că sunt preferabile soluțiile caracterizate de minimum de rezistență aerodinamică și care nu generează portanță.

Este importantă stabilirea punctului pe pală unde se face conectarea cu brațul de suport. De cele mai multe ori palele sunt prinse în două puncte. Opțiunile mai rar întâlnite presupun un singur punct de prindere sau mai mult de două. Castillo [34 p. 45, citând-ul pe Saranpää] scrie că momentul de încovoiere al palei este minimizat în cazul în care prinderea se face în două puncte situate la 20,7 % din lungime față de capetele palei. Rezultate apropiate (21 % și 79 %) sunt prezentate și de Ahmadi-Baloutaki ș. a. [31 p. 753].

Pe direcție transversală, de cele mai multe ori, drept punct de fixare adoptat servește centrul aerodinamic, în mod obișnuit situat între  $1/4$  și  $1/3$  din lungimea corzii, având ca punct de pornire bordul de atac. În cazul particular al profilului NACA 0015, studiul citat de Chen [72, p. 175] indică un moment de torsiune maxim dezvoltat pentru un punct de fixare plasat între 0,1325 – 0,31625 din lungimea corzii.

## 1.10. Capacitatea de demarare a TEAV

Rotoarele eoliene cu ax vertical au o reputație slabă privind capacitatea de demarare, problema dată fiind subiectul multor studii. Printre soluțiile tehnice se numără: eleroanele atașate

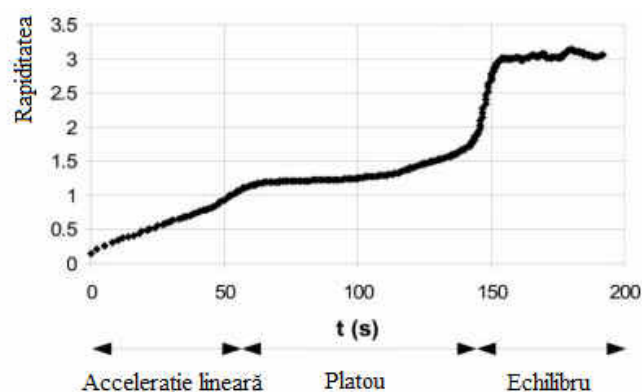
dea lungul palei, care se deschid atunci când pala se află sub vânt [73-75]; palele cu unghiul de înclinație variabil [76]; pale cu diferite tipuri de deschideri [77-79]; rotoare Darrieus – Savonius combinate într-un singur sistem [80-81].

Capacitatea de demarare este influențată de soliditatea rotorului și profilul aerodinamic ales. Tong [82, p. 112] afirmă că demararea poate fi asigurată pentru valori ale solidității  $\sigma \geq 0,4$ . Du ș. a. [63, p. 5] citează surse care indică o capacitate de demarare mai bună pentru rotoarele cu soliditate ridicată.

În baza unui studiu comparativ, Battisti ș. a. [83, p. 9] scriu că rotorul echipat cu pale profil asimetric DU 06-W-200 prezintă capacitate de pornire sporită comparativ cu profilul simetric NACA 0018. Implicând metoda CFD, Chen ș. a. [84, p. 74] analizează cazul palelor definite de profilul simetric NACA 0012 și profilurile asimetrice NACA 2412 și NACA 4412. Autorii constată că pentru același unghi de înclinație, odată cu creșterea gradului de asimetrie a profilului crește capacitatea de demarare a rotorului. În concluziile tezei sale, Wirachai [70, p. 188] confirmă impactul favorabil al profilurilor asimetrice asupra demarării rotorului.

Numărul de pale joacă de asemenea cont. Dominy ș. a. [85, p. 120] menționează în concluziile studiului făcut că rotoarele cu trei pale vor demara întotdeauna pe când în cazul rotoarelor cu două pale pornirea va depinde de poziția azimutală a palei.

Hill ș. a. [86] au testat experimental o turbină cu trei pale, profil aerodinamic NACA 0018, viteza vântului – 6 m/s. Autorii elaborează un grafic care arată etapele demarării turbinei în timp (figura 1.25). Reieșind din parametrii constructivi prezentați în lucrare, valoarea calculată a solidității rotorului a fost  $\sigma = 0,332$ . Conform studiului, turbina a demarat de fiecare dată, fără a fi influențată de poziția azimutală a palei. Autorii sugerează că generatorul turbinei joacă un rol, întrucât, pentru anumite tipuri adoptate, turbinele ar putea să nu treacă de zona de platou. Acest lucru ar putea explica reputația slabă a rotoarelor cu ax vertical privind capacitatea de pornire.



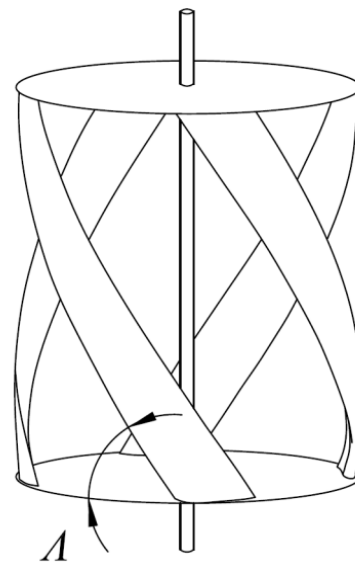
### 1.11. Rotoare eoliene cu pale elicoidale

Palele rotoarelor cu ax vertical pot avea o varietate largă de forme. Cele mai întâlnite sunt palele drepte, curbate, elicoidale, elicoidal-curbate însă există și tipuri mai puțin obișnuite, spre exemplu, palele flexibile [87].



Rotorul elicoidal cu ax vertical a fost dezvoltat și brevetat în 1979 de Stampa Ulrich în Germania [88]. Autorul versiunii hidrodinamice este Alexander M. Gorlov de la Universitatea Nord-Estică din SUA (anul 1995) [89]. Avantajul modelelor elicoidale ține de atenuarea pulsațiilor momentelor de torsiune și a solicitărilor ciclice caracteristice rotoarelor cu ax vertical.

Rotorul elicoidal este caracterizat de unghiul elicoidal  $\Lambda$  al palei care poate lua diferite valori (figura 1.26). Au fost identificate câteva studii care adresează performanța structurală și aerodinamică a rotoarelor în funcție de unghiul elicoidal. McIntosh ș. a. [90, p. 12] cercetează rotoare cu pale definite de profilul NACA 0021 care iau diferite valori  $\Lambda$ . Autorii folosesc modelul vârtejurilor libere (engleză – Free Vortex Model), pe care-l validează în baza datelor turbinei reale Quiet Revolution. Rezultatele arată că odată cu creșterea unghiului elicoidal, descrește coeficientul de putere  $C_p$ , dar crește valoarea rapidității optime. Pentru valori  $\Lambda \geq 30^\circ$  solicitările ciclice se reduc în mod considerabil.



**Fig. 1.26. Unghiul elicoidal  $\Lambda$**

Utilizând modelul de transport turbionar (engleză – Vorticity Transport Model), Scheurich [91, p. 102] a studiat rotoare cu pale drepte, curbe și elicoidale, definite de profilul aerodinamic NACA 0015. Autorul scrie că rotorul elicoidal a demonstrat coeficientul de putere cel mai ridicat, urmat de rotorul cu pale curbe, rotorul cu pale drepte fiind cel mai puțin eficient. Rezultatele infirmă astfel concluziile lui McIntosh ș. a. [90] care țin de performanța aerodinamică, însă confirmă tendințele manifestate de valorile rapidității dar și aportul pozitiv al palelor elicoidale privind uniformizarea solicitărilor ciclice [92, p. 15].

## **1.12. Tehnologii de fabricare a palelor rotoarelor eoliene cu ax vertical**

### **1.12.1. Cerințele față de materialele palelor**

În timpul operării, palele pot fi supuse unor solicitări importante, astfel că materialul din care sunt fabricate trebuie să satisfacă o serie de cerințe specifice și anume:

- Rezistența înaltă la întindere și încovoiere;
- Rezistență înaltă la oboseală, întrucât, pe întreaga perioadă de exploatare, palele sunt supuse unui număr mare de cicluri de tensionare – detensionare (aproximativ  $10^8$ );
- Rigiditate înaltă pentru menținerea formei aerodinamice inițiale;
- Densitate joasă în vederea diminuării forțelor de gravitație și normale;
- Rezistență la coroziune;

- Fabricarea palei prin metode simple de producere;
- Valoare mare a raportului performanță/cost [55].

### 1.12.2. Materialele palelor

Palele rotoarelor eoliene pot fi fabricate din lemn, metale (în mod obișnuit, aluminiu) materiale compozite, material plastic (spre exemplu de tip PVC).

Lemnul este un material compozit natural cu densitatea relativ joasă și rezistență la oboseală înaltă. Proprietățile mecanice relevante, prețul accesibil și prelucrabilitatea au facilitat fabricarea palelor din lemn în primele decenii de dezvoltare. Opțiunea rămâne valabilă și în prezent, fiind aplicată pentru cazul turbinelor mici, în particular a celor artizanale. Calitatea pieselor finale poate fi afectată în timp de umiditate, acțiunea insectelor și variația ciclică a temperaturii. În acest sens sunt importante tehnicile de fabricare și prelucrare a suprafeței.

Aliajele în bază de aluminiu reprezintă o altă opțiune, argumentată de densitatea relativ joasă și rigiditatea materialului. Dezavantajul principal ține de rezistența la oboseală relativ joasă.

Alegerea numărul unu la fabricarea palelor eoliene sunt materialele compozite în bază de fibră de sticlă sau carbon. În timp ce turbinele eoliene mici pot fi echipate cu pale din lemn, metal sau plastic, palele turbinelor moderne mari sunt produse exclusiv din materiale compozite. Utilizarea pe larg se datorează avantajelor oferite și anume: rezistență înaltă la întindere, încovoiere, oboseală și coroziune; rigiditate înaltă; densitate joasă; calitate înaltă a suprafeței produsului final; posibilitatea individualizării proprietăților mecanice. Spre deosebire de lemn și aluminiu, materialele compozite sunt dificil de reciclat, această cerință fiind una importantă pe fondul schimbărilor climatice dar și din considerente economice. Producerea pieselor din compozite presupune personal calificat și implică un cost relativ ridicat.

### 1.12.3. Tehnologii utilizate la producerea palelor

Stabilirea proceselor tehnologice de fabricare a palelor depinde de materialul ales. Figura 1.27 prezintă o pală din foaie de oțel cu grosimea de 1 mm.



**Fig. 1.27. Pală din foaie de oțel cu grosimea 1 mm (sursa: Fraunhofer IWU) [93]**

Modelul a fost dezvoltat la Institutul Fraunhofer pentru Mașini-Unelte și Tehnologii de Formare IWU din Germania. Procesul de fabricare începe cu îndoirea foii și sudarea cu laser marginilor. Semifabricatul este apoi plasat în interiorul unei matrițe care are forma finală a palei. În interior palei se injectează un amestec de apă și ulei reciclabil sub presiune înaltă. Operația duce la umflarea palei care ia astfel forma matriței. Conform autorilor, un model astfel obținut are o eroare dimensională mai mică de 0,1 mm iar în condiții industriale, fabricarea unei unități poate fi realizată în 30 secunde [93].

Palele din aliaje de aluminiu pot fi obținute prin îndoire. Procedul este utilizat, preponderent, în cazul tablei cu grosimea mai mică de 1 mm. Îndoirea tablei se face peste nervuri în formă de profil aerodinamic, care au rol structural și de menținere a formei. Prinderea se asigură, de obicei, prin nituire. Figura 1.28 prezintă câteva varietăți de nervuri în formă de profil aerodinamic iar figura 1.29 expune un exemplu de pală realizată prin îndoire.



**Fig. 1.28. Nervuri în formă de profiluri aerodinamice (sursa: Dakota Cub) [94]**



**Fig. 1.29. Pală obținută prin îndoire din foaie de aluminiu [95]**

În cazul palelor cu pereți de grosime mai mare de 1 mm, abordările pot fi diferite. Palele turbinelor eoliene produse de compania Senvite International sunt obținute prin îndoire în linii discrete (figura 1.30). Piese fabricate în acest mod nu au o suprafață netedă ci una segmentată (figura 1.31).

Fabricarea prin extrudare este o opțiune aplicată pentru producerea în serie mare. Procedul permite realizarea de piese cu calitate înaltă a suprafeței (figura 1.32).

Palele pot fi, de asemenea, fabricate fie din lemn natural, fie stratificat sau combinat cu alte materiale. Spre exemplu, palele turbinei produse de compania italiană Enesere au structura de rezistență din material compozit în bază de fibre de carbon iar suprafața este realizată din lemn de specia Paulownia (figura 1.33) [99].

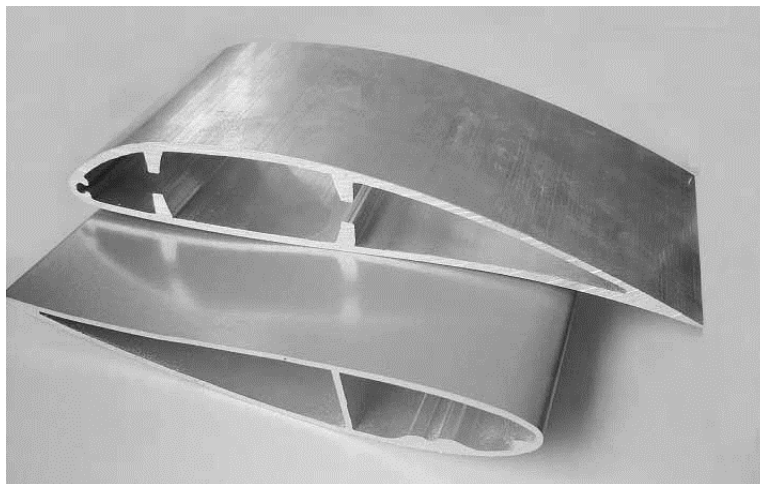


**Fig. 1.30. Îndoirea tablei cu grosimea > 1 mm [96]**

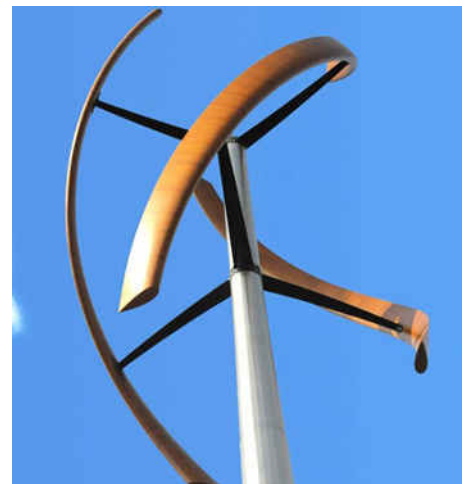


**Fig. 1.31. TE produsă de compania Semtime International [97]**

În cazul lemnului natural sau stratificat, palele pot fi realizate prin frezare sau cioplire, după care sunt șlefuite manual. Produsul final este acoperit cu soluții protectoare. Subiectul palelor din lemn este abordat în capitolul III al lucrării.



**Fig. 1.32. Secțiuni de pale din aluminiu extrudat [98]**



**Fig. 1.33. Turbină eoliană cu pale din lemn [99]**

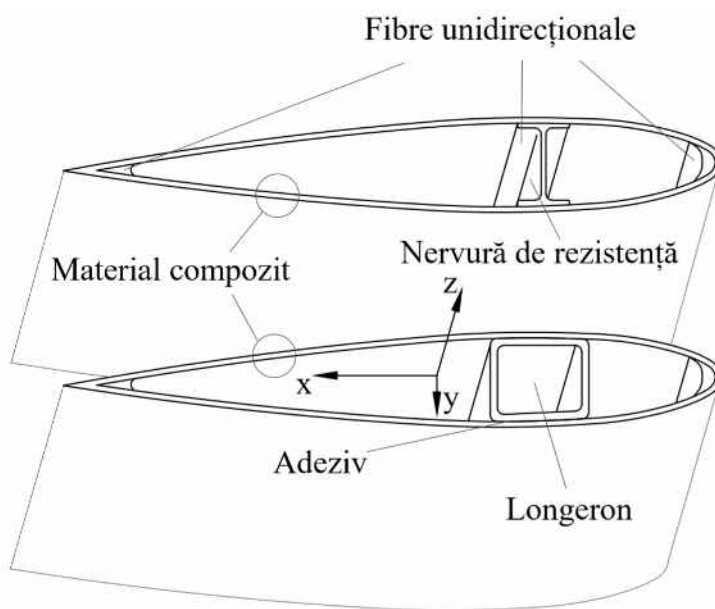
#### **1.12.4. Fabricarea palelor din material compozit**

Materialele compozite reprezintă structuri formate prin combinarea a două sau a mai multor materiale cu proprietăți fizico-chimice diferite. Produsul final este unul cu proprietăți diferite, adesea superioare față de cele ale materialelor componente. De obicei, la fabricarea palelor eoliene mici sunt utilizate fibrele de sticlă, mai rar fibre de carbon, combinate cu rășină poliestică sau

epoxidică. Fibrele au rol de armare iar rășina are rol de legătură și menținere a formei. Fabricarea palei se face prin executarea a două jumătăți de pală, extradados și intrados, care sunt lipite corespunzător.

Proiectarea palelor turbinelor eoliene prevede un compromis dintre cerințele aerodinamice și cele structurale. Din punct de vedere structural sunt potrivite palele cu pereți groși iar din punct de vedere al performanței aerodinamice sunt necesare pale ușoare, deci cu pereți subțiri [100, p. 139]. Unul dintre avantajele importante oferite de materialele compozite ține de posibilitatea individualizării proprietăților structurale prin orientarea fibrelor corespunzător direcției solicitărilor la care este supusă pala.

Performanța structurală a palelor din material compozit este asigurată atât de corpul palei cât și de nervuri sau longeroanele dispuse pe interior (figura 1.34). Palele pot avea una sau mai multe nervuri de rezistență, realizate fie din metal sau material compozit. Pentru asigurarea rigidității formei, palele mici pot fi umplute cu spumă de polimer [101, p. 34].



**Fig. 1.34. Structura de rezistență a palelor din material compozit**

Tensiunile formate pe pală sunt proiectate pe trei direcții indicate de coordonatele carteziane (figura 1.34).

Solicitările pe direcția axei  $x$  sunt preluate preponderent de pală, cele de pe direcția axei  $y$  sunt preluate în mare măsură de longeron sau nervuri iar cele de pe direcția axei  $z$ , de ambele structuri [102].

Fabricarea palelor din material compozit poate fi executată după câteva procedee:

- Formarea prin contact – constă din îmbibarea directă a fibrelor cu rășină, după care are loc polimerizarea (întărirea) materialului realizată la temperatura camerei sau în etuvă;
- Formarea prin proiecție simultană – fibrele materialului compozit sunt amestecate în prealabil cu rășina apoi sunt pulverizate pe o matriță care are forma necesară;
- Formarea în sac cu vid – materialul de armare este așezat pe o matriță și acoperit cu o membrană etanș. Rășina este impregnată în material cu ajutorul unei pompe cu vid.

O analiză detaliată a aspectelor, care țin procedeele de lucru cu materialul compozit și fabricarea de pale în baza acestuia, poate fi găsită în sursele [101, 103].

Proprietățile mecanice excelente au propulsat materialele compozite drept soluție etalon pentru fabricarea de pale. Totuși există probleme, care nu sunt pe deplin rezolvate atunci când este urmărită reutilizarea/reciclarea materialului la sfârșitul perioadei de exploatare. În acest sens, în cadrul acestei lucrări este urmărită aplicabilitatea altor tipuri de material plastic pentru producerea de pale, materiale pentru care reciclarea este pusă la punct într-o mai mare măsură.

### **1.13. Concluzii**

Studiul literaturii, expus în acest capitol, a scos în evidență aspectele relevante din domeniu dar și o serie de neclarități și necunoscute privind rotoarele eoliene cu ax vertical. În primul rând, a fost stabilită insuficiența datelor experimentale, cele mai multe analize fiind bazate pe metode numerice. Din concluziile surselor prezentate rămâne neclar modul în care performanța aerodinamică a rotorului cu ax vertical este influențată de unghiul elicoidal al palei. De asemenea, diferiți autori expun concluzii aparent contradictorii privind profilurile aerodinamice optime sau relevanța palelor cu deschidere la bordul de fugă. Pentru palele definite de profilurile aerodinamice asimetrice există două posibilități de orientare în raport cu axa rotorului, curbura interior sau exterior. Nu au fost identificate studii care să vină cu recomandări privind alegerea uneia sau altei opțiuni. Referitor la raportul de aspect al rotorului, autorii citați nu indică explicit modul în care au fost efectuate analizele, dat fiind faptul că există două posibilități de cercetare a acestui parametru: în condițiile menținerii solidității constante sau a lungimii constante a corzii. Toate aceste constatări au stat la baza formulării obiectivelor de cercetare, abordate, în mare măsură, prin efectuarea de teste experimentale. În calitate de obiective de cercetare au fost considerate și aspecte de fabricație, în particular a palelor. Date fiind limitările de reciclare a materialelor compozite la sfârșitul perioadei de exploatare, este propusă identificarea altor opțiuni de material pentru care procedeele de reprocesare sunt puse la punct.

### **1.14. Scopul și obiectivele tezei**

**Scopul lucrării:** Sporirea eficienței de conversie a rotoarelor elicoidale cu ax vertical prin optimizarea parametrilor geometrici.

#### **Obiectivele cercetării:**

- Cercetarea profilurilor aerodinamice recomandate pentru pale și stabilirea orientării profilului palei pentru asigurarea eficienței maxime de conversie a rotoarelor eoliene cu ax vertical;
- Determinarea gradului de influență a unghiului elicoidal al palei asupra performanței aerodinamice a rotorului eolian cu ax vertical;
- Cercetarea impactului palelor de tip J, utilizate la construcția rotoarelor eoliene cu ax vertical, asupra eficienței de conversie a energiei eoliene;

- Stabilirea raportului de aspect optim al rotorului eolian cu ax vertical pentru cazul solidității constante și, respectiv, pentru cazul lungimii constante a corzii;
- Studiul CFD al efectelor aerodinamice dezvoltate la suprafața palelor închise și cu deschidere la bordul de fugă;
- Identificarea materialelor și elaborarea metodelor de fabricație a palelor rotorului eolian prin prisma principiilor economiei circulare;
- Elaborarea algoritmului de proiectare a rotoarelor eoliene cu ax vertical.

## 2. OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVĂ A ROTOARELOR CU AX VERTICAL

### 2.1. Materiale și metode

Conținutul acestui capitol este desfășurat în jurul multor teste de laborator, orientate către realizarea obiectivelor referitoare la optimizarea constructivă a rotorului. În acest scop a fost creat standul experimental destinat cercetării turbinelor eoliene cu ax vertical. Acesta este format din două componente principale: tunelul de vânt și turbina eoliană cu ax vertical pentru testări de laborator.

Tunelul de vânt de tip Gunt ET 220 cu panou de comandă propriu (figura 2.1) este conceput pentru studiul turbinelor eoliene aflate în exterior. În particular, tunelul este destinat studiului unei turbine eoliene cu ax orizontal, atașată la tunel și înconjurată de o plasă de protecție. Gura tunelului, cu diametrul de 610 mm, limitează mărimea rotoarelor eoliene testate. Pentru a face posibilă testarea turbinelor cu ax vertical, turbina atașată și plasa de protecție au fost înlăturate. Viteza fluxului de aer generat de tunel a fost determinată suplimentar cu ajutorul unui anemometru extern. Viteza maximă înregistrată de anemometru a variat în limitele 11 – 13 m/s.



**Fig. 2.1. Tunelul de vânt Gunt ET 220**

Turbina eoliană cu ax vertical (figura 2.2) a fost creată astfel încât să permită schimbarea cu ușurință a

tipodimensiunilor de pale montate pe axul central cu ajutorul unor brațe ajustabile, fără schimbarea generatorului electric și a turnului. De asemenea, a fost posibilă și schimbarea brațelor de suport.

Standul a fost conceput pentru a cerceta comportamentul diferitor variații constructive ale rotorului turbinei eoliene în condiții similare de funcționare. Condițiile similare de funcționare se referă la viteza și caracterul fluxului de aer precum și la caracteristicile generatorul electric.

Turbina a fost echipată cu un generator trifazat. Tensiunea și curentul dezvoltate au servit la calculul puterii generate, considerată drept indicator de performanță al turbinei eoliene. Pentru a facilita măsurătorile, curentul trifazat a fost transformat în curent continuu cu ajutorul unui redresor cu diode în punte. Rotațiile arborelui generatorului electric, precum și cele ale arborelui rotorului eolian, au fost măsurate cu ajutorul unui tahometru.



Cele mai importante cerințe față de turbina eoliană creată sunt simplitatea constructivă și multifuncționalitatea. Reieșind de aici, arborele turbinei a fost format dintr-o tijă filetată, susținută de doi rulmenți radiali cu lagăre din plastic, obținute prin imprimare 3D. Legătura dintre arborele rotorului și cel al generatorului a fost intermediată de un multiplicator de turații cu raportul de transmitere de 3,41:1 (figura 2.3). Utilizarea multiplicatorului vine din necesarul de rotații pe minut al generatorului.



**Fig. 2.2. Modelul experimental al turbinei eoliene cu ax vertical**

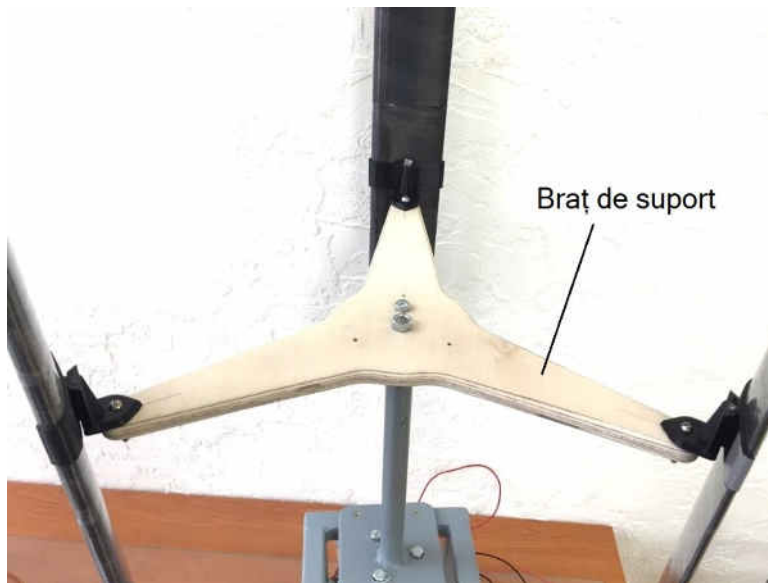


**Fig. 2.3. Arborele rotorului cu multiplicator de turații**

Brațele sau barele de suport, care susțin palele, au fost obținute din placaj prin frezare și au fost proiectate astfel încât să asigure suportul a trei pale (figura 2.4). Prinderea palei s-a făcut într-un singur loc – la mijloc. Această soluție a fost aleasă în vederea simplificării procedurii de schimbare a palelor. Pentru fiecare pală a fost prevăzută o centură de prindere, care imită forma profilului aerodinamic, atașată de un fixator (figura 2.5). Îmbinarea dintre fixator și centură a fost de tip „coada rândunicii”. La rândul lui, fixatorul a fost prins de brațul de suport prin strângere cu ajutorul unui bulon. Acest lucru a facilitat reglarea unghiului de înclinație atunci când era necesar. Soluțiile descrise au permis schimbarea cu ușurință a brațelor de suport și a palelor.

Pentru efectuarea încercărilor au fost create mai multe seturi de pale. Acestea, la fel ca și centura de prindere și fixatorul, au fost obținute prin imprimare 3D. Lungimile palelor studiate au variat între 300 – 500 mm. Datorită volumului limitat de lucru, imprimanta nu a permis obținerea acestora dintr-o singură iterație astfel au fost create segmente de pală, care au fost lipite cap la cap

cu ajutorul unui clei universal cu întărire rapidă. Pentru o rezistență mai bună la întindere și oboseală, palele au fost acoperite cu bandă adezivă (figura 2.6).



**Fig. 2.4. Brațele de suport ale palelor rotorului**

Anterior a fost menționat faptul că puterea electrică obținută de generatorul turbinei elaborate a servit drept indicator de performanță al turbinelor eoliene analizate. Valoarea generată, ca urmare a rotației turbinei, nu a fost însă constantă chiar și în cadrul unor condiții de vânt relativ uniforme. Tensiunea și curentul, cu ajutorul cărora a fost calculată puterea, a variat în mod continuu, astfel că pentru calcul au fost utilizate valorile medii. Utilizarea în calcul a tensiunii și curentului minim și maxim implică erori deoarece valorile limită colectate pot fi mai degrabă excepții, în așa mod valoarea medie calculată să nu fie una reprezentativă turbinei. Figura 2.7 exemplifică acest lucru, în mod generic, pentru cazul tensiunii. O valoare medie corectă presupune valori egale ale ariilor (hașurate diferit) de pe ambele părți ale liniei medii calculate. Pentru valorile maxime și minime ale tensiunii din cazul prezentat, acest lucru nu se întâmplă, nuanță care poate fi observată cu ochiul liber. Obținerea unei valori medii cât mai apropiate de cea adevărată necesită efectuarea mai multor încercări și urmărirea respectării tendințelor. Același efect este valabil și pentru intensitatea curentului.

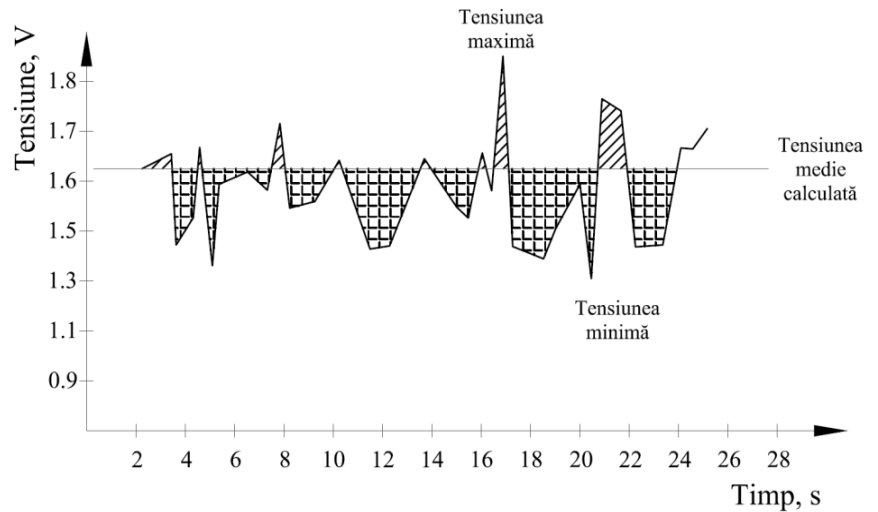


**Fig. 2.5. Mecanismul de prindere a palei**



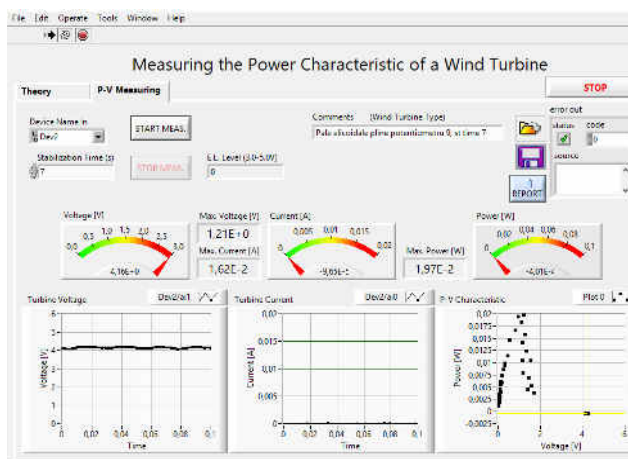
**Fig. 2.6. Pale imprimate 3D acoperite cu bandă adezivă**

Monitorizarea indicatorilor de interes s-a făcut prin două metode. Prima a implicat alimentarea de către generator a unei sarcini electrice fixe de  $200 \Omega$ . În acest mod, generatoarele turbinelor comparate au fost supuse aceleiași sarcini. Valorile maxime și minime ale curentului și tensiunii au fost determinate cu ajutorul a două multimetre conectate corespunzător în circuit. Valorile medii colectate au servit la calcularea puterii electrice.



**Fig. 2.7. Exemplu de evoluție a tensiunii pe parcursul operării turbinei**

A doua metodă de studiu a turbinelor a implicat un sistem de măsurare și achiziționare a datelor special creat în acest scop. Sistemul are la bază platforma NI Elvis II și mai include un computer, care rulează o aplicație LabVIEW ce afișează rezultatele (figura 2.8) și placa modul RELab (figura 2.9). Aplicația permite generarea de rapoarte PDF, care conțin valorile tensiunii, puterii și curentului obținute. Modulul RELab este prevăzut cu un port, la care sunt conectate firele conductoare ce vin de la redresorul menționat mai sus. Generatorul este solicitat de o sarcină electrică variabilă conținută de modul.



**Fig. 2.8. Exemplu de afișare a rezultatelor obținute**



**Fig. 2.9. Sistemul de achiziționarea a datelor NI Elvis II cu modulul RELab**

Puterea poate fi determinată odată la câteva secunde în baza valorilor maxime ale curentului și tensiunii. Autorul recomandă un timp de stabilizare de 7 secunde. Sistemul descris a

fost creat de Petru Adrian Cotfas de la Universitatea Transilvania din Braşov, România [104]. Pentru o turbină de vânt şi viteză a fluxului specifică au fost efectuate mai multe încercări şi calculată o valoare medie.

Pe parcursul lucrării au fost utilizate ambele metode de achiziţionare a datelor şi urmărite tendinţele. Standul experimental integral este prezentat în figura 2.10.



**Fig. 2.10. Standul experimental**

## **2.2. Criteriile de comparație ale turbinelor eoliene cu ax vertical**

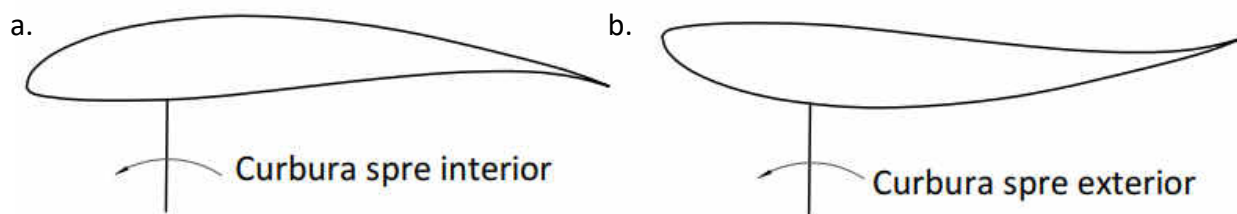
Studiul prezentat în continuare a implicat comparația directă a performanței aerodinamice a multor tipuri de rotoare. În general, pentru acest tip de analize drept indicator de performanță comparat este considerat coeficientul de putere. Datorită scării mici a turbinelor testate, coeficientul de putere rezultat a fost unul redus. În vederea operării cu valori „tangibile”, drept indicator de performanță a servit puterea generată. Făcând referire la relația (1.17), acest lucru este permis întrucât turbinele, performanța aerodinamică a cărora a fost comparată, au păstrat aceeași arie baleiată și au fost testate în aceleași condiții de vânt. Astfel, puterea generată  $P$  este direct proporțională cu coeficientul de putere  $C_p$ , tendințele relative dezvoltate de cele două mărimi, pentru diferite turbine, fiind aceleași.

Pentru a elimina influența oricărui alt criteriu, care ar fi putut afecta puterea produsă, toți parametrii importanți ai turbinelor comparate au fost menținuți aceiași, cu excepția celor de interes. Parametrii se referă la aria baleiată, raportul de aspect, soliditate, profilul aerodinamic, lungimea corzii, unghiul de înclinație al palei, numărul de pale, forma palei.

Întrucât puterea generată depinde și de viteză și tipul fluxului de aer, turbinele comparate turbinele au fost supuse acelorași viteze cu același caracter al fluxului (grad de turbulență sau variație a direcției).

## **2.3. Pale cu profil aerodinamic asimetric curbură interior și exterior**

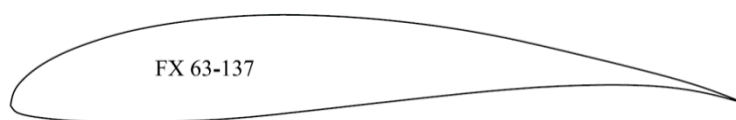
Palele definite de un profil aerodinamic asimetric pot fi dispuse în două moduri în raport cu axa rotorului— fie cu curbura orientată radial spre interiorul rotorului, fie spre exterior (figura 2.11). Nu au fost identificate surse, care să ofere recomandări generale sau de caz privind una dintre aceste două posibilități, astfel acest aspect a servit drept subiect de cercetare.



**Fig. 2.11. Profiluri aerodinamice asimetrice orientate curbura spre interior (a) și exterior (b)**

Site-ul [www.airfoiltools.com](http://www.airfoiltools.com) prezintă o gamă largă de profiluri aerodinamice împreună cu caracteristicile dimensionale și de eficiență aerodinamică, demonstrată de raportul coeficienților de performanță  $\varepsilon$  ( $C_L/C_D$ ) pentru diferite valori  $Re$ . Site-ul oferă, de asemenea, un clasament al profilurilor aerodinamice realizat în baza criteriului  $\varepsilon$ . Profilul aerodinamic asimetric ales este Wortmann FX 63-137, cu grosimea maximă de 13,7% la 30,9% din lungimea cozii și curbura maximă de 6% la 53,3% din lungimea cozii (figura 2.12). Modelul posedă grosime suficientă pentru a satisface cerințele structurale. Acest profil este recomandat și de Bostan ș. a. [105].

În baza modelului ales a fost elaborat un set format din trei pale drepte. Structura adaptabilă a turbinei a permis utilizarea aceluiași set pentru studiul ambelor opțiuni de



**Fig. 2.12. Profilul aerodinamic asimetric FX 63-137**

orientare. Astfel, într-un caz palele au fost poziționate în mod curbura interior, după care au fost fixate curbura exterior (figura 2.13). Două seturi distincte de centuri de prindere au fost realizate și utilizate în acest scop. Rotoarele finale au fost caracterizate de aceiași parametri cheie (tabelul 2.1) și testate în aceleași condiții de vânt. Pentru ambele cazuri, generatorul turbinei a alimentat o sarcină electrică fixă de 200  $\Omega$ , tensiunea și intensitatea curentului fiind stabilite cu ajutorul multimetrelor. Rezultatele încercărilor sunt prezentate grafic în figura 2.14 și tabelar în Anexa 1.a.

**Tabelul 2.1. Parametrii constructivi ai rotoarelor cu pale asimetrice**

Înălțimea rotorului (m)	$h$	0,4
Diametrul rotorului (m)	$D$	0,4
Lungimea palei (m)	$L$	0,4
Numărul de pale (buc.)	$N$	3
Lungimea cozii (m)	$c$	0,05
Aria baleiată (m <sup>2</sup> )	$A$	0,16
Soliditatea ( $l$ )	$\sigma$	0,375
Raport de aspect ( $l$ )	$RA$	1
Unghi de înclinație (°)	$\beta$	0
Profil aerodinamic ( $l$ )	$PA$	FX 63-137

Tendințele au fost confirmate prin încercări repetate, inclusiv prin intermediul sistemului de achiziționare a datelor NI Elvis II. În toate cazurile vizate, valorile puterii generate de turbina cu pale curbura exterior au fost mult peste cele dezvoltate de versiunea curbura interior, care a



**a. Curbură palei orientată spre interior**



**b. Curbură orientată spre exterior**

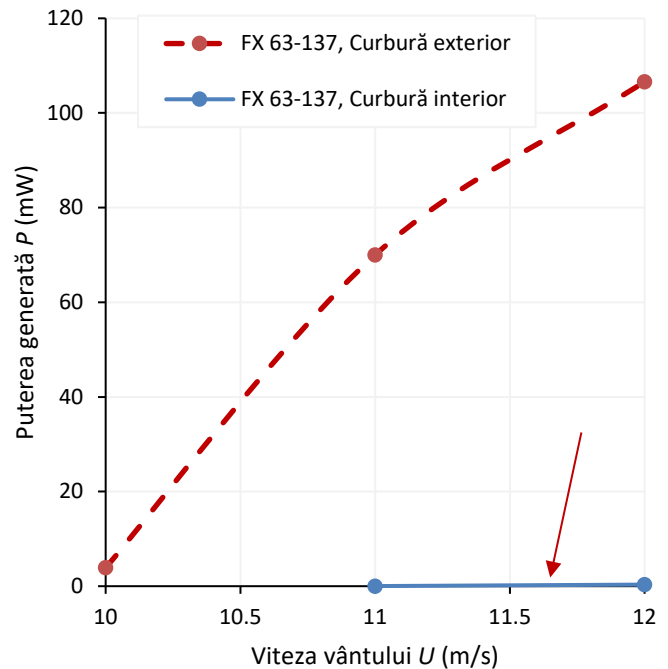
**Fig. 2.13. Turbine cu pale în baza profilului asimetric FX 63-137**

demonstrat o performanță neglijabilă. Spre exemplu la viteza vântului de 12 m/s turbina cu pale curbură exterior a generat 106 mW, atunci când modelul curbură interior - 0,3 mW.

Turbinele testate au avut unghiul de înclinație al palelor nul ( $\beta = 0^\circ$ ). Ameliorarea performanței rotorului cu pale curbură interior a fost urmărită prin optimizarea acestui unghi. Au fost considerate alte trei valori:  $+8^\circ$ ,  $-8^\circ$  și  $-16^\circ$ . Unghiul de înclinație pozitiv este definit ca fiind cazul pentru care bordul de atac este orientat radial spre exteriorul rotorului (figura 2.15). Rezultatele experimentelor sunt afișate grafic în figura 2.16 și tabelar în Anexa 1.b.

Independent de viteza vântului, pentru unghiul de înclinație  $\beta = 8^\circ$  turbina nu s-a rotit fiind caracterizată de vibrații,

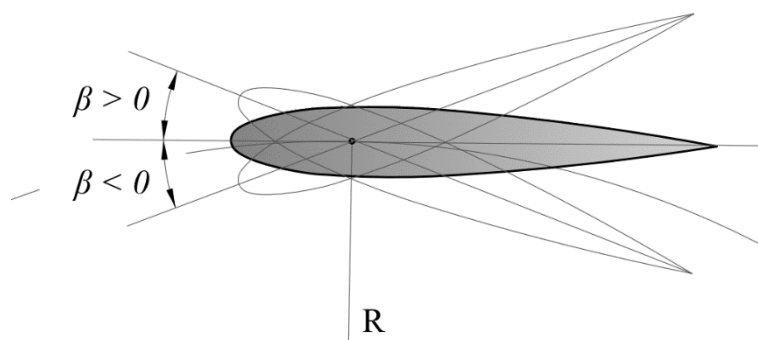
astfel nu au fost colectate date care să fie incluse în grafic. La polul opus, unghiul de înclinație  $\beta = -16^\circ$  a dezvoltat randamentul cel mai ridicat. La viteza vântului de 12 m/s, modelul  $\beta = -16^\circ$  a produs 13 mW, modelul  $\beta = -8^\circ$  a generat 10 mW, iar modelul  $\beta = 0^\circ$  0,2 mW. Pe lângă eficiența



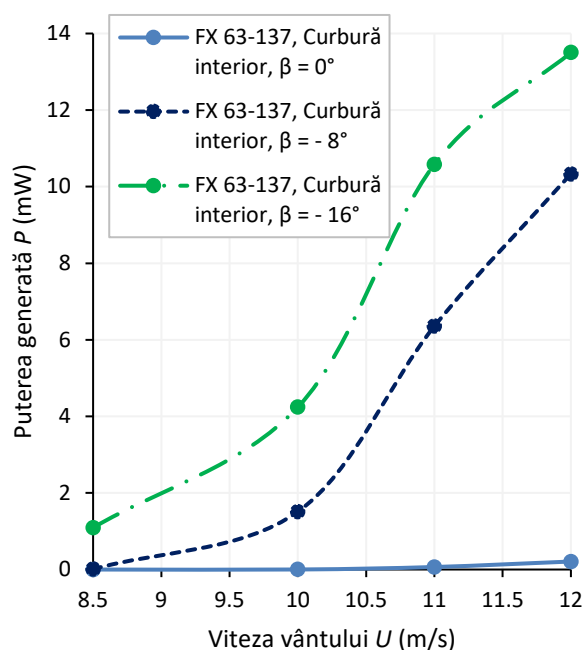
**Fig. 2.14. Performanța rotoarelor cu pale curbură exterior și interior, profil FX 63-137**

îmbunătățită, pentru turbina  $\beta = -16^\circ$  demararea s-a petrecut la viteze mai mici ale vântului (8,5 m/s comparativ cu 10 m/s pentru cazul  $\beta = -8^\circ$ ).

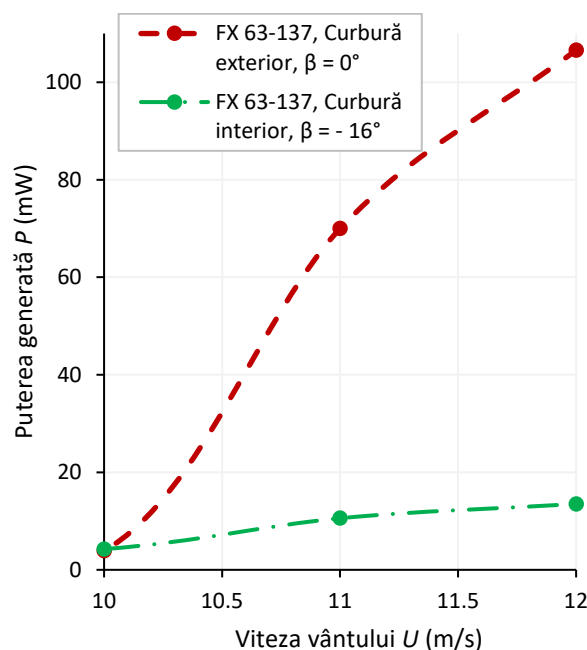
Rezultatele versiunii curbură interior optimizate au fost comparate cu cele ale rotorului cu pale curbură exterior considerat anterior,  $\beta = 0^\circ$  (figura 2.17). Cu toate că eficiența a fost îmbunătățită semnificativ, performanța rotorului curbură interior a rămas mult în urma modelului curbură exterior. Acest aspect este cu atât mai important cu cât unghiul de înclinație al palelor curbură exterior nu a fost optimizat.



**Fig. 2.15. Unghiuri de înclinație pozitive și negative**



**Fig. 2.16. Performanța turbinelor cu pale asimetrice curbură interior pentru diferite unghiuri de înclinație, profil FX 63-137**



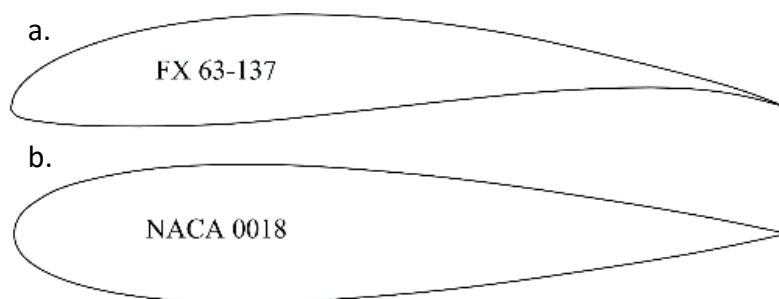
**Fig. 2.17. Turbina cu pale curbură interior  $\beta = -16^\circ$  și turbina cu pale cu curbură exterior  $\beta = 0^\circ$ , profil FX 63-137**

În concluzie putem afirmă că orientarea curburii profilului aerodinamic al palei poate influența esențial performanța turbinei. Acesta a fost cazul versiunii FX 63-137 pentru care, modelul orientat cu curbură spre exterior a demonstrat o eficiență mult peste cea dezvoltată de modelul curbură interior. Totuși la această etapă nu poate fi făcută o generalizare a acestei concluzii, aici fiind necesar un studiu amplu care să implice un număr mare de profiluri aerodinamice. De asemenea, este de notat influența unghiului de înclinație fixat  $\beta$  al palei asupra eficienței de conversie turbinei [106].

## 2.4. Pale cu profil aerodinamic simetric și asimetric

Acest paragraf prezintă diferența dintre două tipuri distincte de profile aerodinamice, unul simetric și altul asimetric. Au fost elaborate două turbine, una echipată cu pale drepte profil aerodinamic simetric NACA 0018 (numite pe scurt pale simetrice) și al doilea cu pale drepte, profil aerodinamic asimetric FX 61-137 (pale asimetrice). Profilele sunt prezentate în figura 2.18. Palele asimetrice au fost orientate curbura exterior, mod care, așa cum a fost stabilit în paragraful anterior, oferă productivitate maximă.

Două seturi de pale au fost pregătite, fiecare definit de unul dintre cele două profile. Rotoarele obținute au fost caracterizate de aceiași parametri indicați în tabelul 2.2. Datele au fost colectate cu ajutorul sistemului NI Elvis II ReLab, iar tendințele au fost confirmate prin încercări repetate, inclusiv, cu generatorul alimentând o sarcină electrică constantă de 200  $\Omega$ . Rezultatele încercărilor sunt afișate grafic în figura 2.19 și tabelar în Anexa 2. Tendințele au



**Fig. 2.18. Profilele aerodinamice FX 63-137 (a) și NACA 0018 (b)**

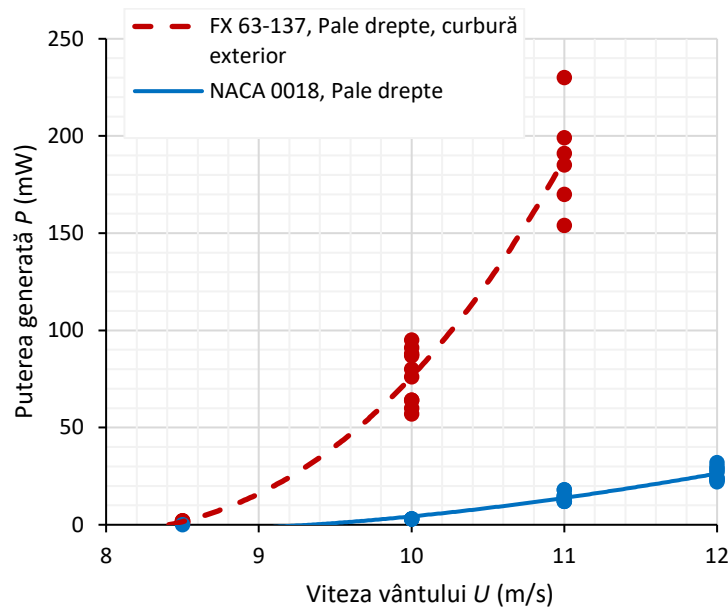
**Tabelul 2.2. Parametrii constructivi ai rotoarelor cu pale drepte simetrice și asimetrice**

Înălțimea rotorului (m)	$h$	0,4
Diametrul rotorului (m)	$D$	0,4
Lungimea palei (m)	$L$	0,4
Numărul de pale (buc.)	$N$	3
Lungimea corzii (m)	$c$	0,05
Aria baleiat ( $m^2$ )	$A$	0,16
Soliditatea ( $l$ )	$\sigma$	0,375
Raport de aspect ( $l$ )	$RA$	1
Unghi de înclinație ( $^\circ$ )	$\beta$	0

evidențiat superioritatea clară a palelor asimetrice FX 63-137 curbura exterior. La viteza vântului de 11 m/s, turbina cu pale FX 63-137 a generat 188 mW față de 14 mW cât a generat turbina cu pale NACA 0018. Diferența semnificativă evidențiază importanța alegerii profilului aerodinamic potrivit în faza de proiectare/dezvoltare a rotorului eolian. Este de notat potențialul profilurilor aerodinamice asimetrice față de profilele considerate clasice cum este NACA 0018.

Este de notat, de asemenea, performanța aerodinamică diferită demonstrată de aceeași turbină, care a variat în dependență de modul în care au fost achiziționate datele. Achiziționarea datelor se referă fie la aplicarea sistemului NI Elvis II, care presupune o sarcină electrică variabilă, fie la adoptarea unei sarcini fixe de 200  $\Omega$ . Întrucât generatorul turbinei a fost solicitat diferit de cele două tipuri de sarcini electrice, performanța turbinei a fost diferită. Totuși, independent de modul de achiziționare a datelor, tendințele au fost aceleași, fiind considerate astfel valide.





**Fig. 2.19. Puterea generată de turbina cu pale FX 63-137 curbură exterior și turbina cu pale NACA 0018**

## 2.5. Influența unghiului elicoidal al palelor asupra performanței TEAV

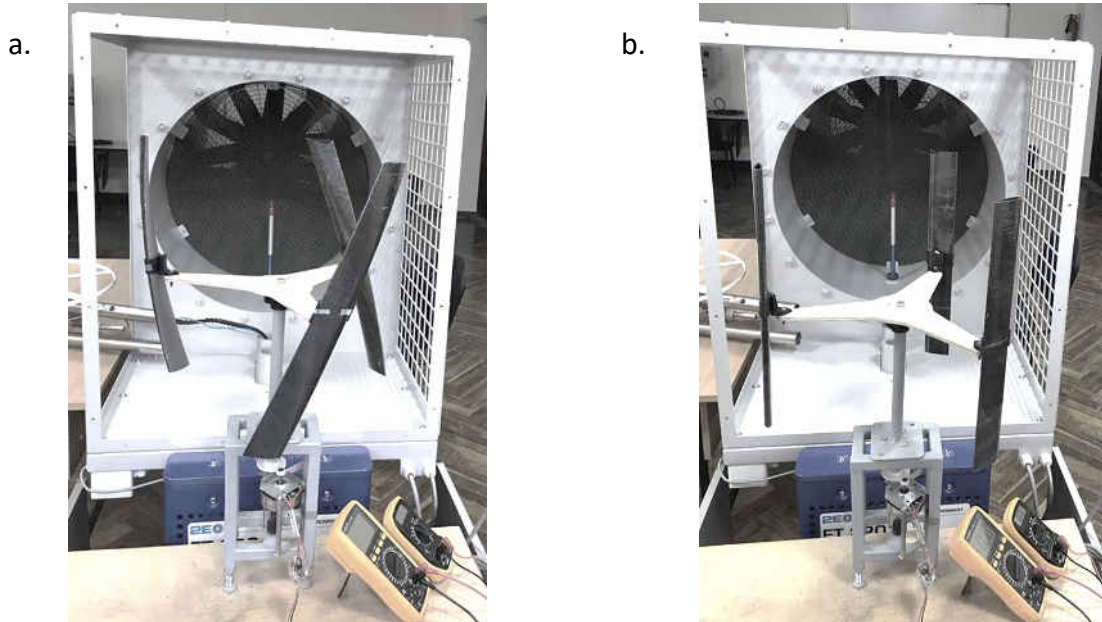
Influența unghiului elicoidal al palei asupra performanței rotorului cu ax vertical a fost abordată de câteva surse menționate în paragraful 1.11. Deoarece concluziile formulate în baza rezultatelor simulărilor vin cu contradicții, acest aspect a fost cercetat experimental, iar rezultatele expuse în acest paragraf.

Studiul a implicat aceleași două profiluri aerodinamice, FX 63-137 și NACA 0018. Pentru început a fost analizat cazul modelului NACA 0018. Două seturi de pale au fost realizate, primul format din pale drepte, iar al doilea format din pale elicoidale. Unghiul elicoidal  $\lambda$  al celor din urmă a constituit  $67^\circ$ , iar privită de sus, pala acoperea un arc de cerc de  $48^\circ$ . Cu excepția unghiului  $\lambda$  și, în consecință, a lungimii palei, rotoarele au fost caracterizate de aceiași parametri constructivi listați în tabelul 2.3. Standul experimental, format din tunel și cele două rotoare, este prezentat în figura 2.20.

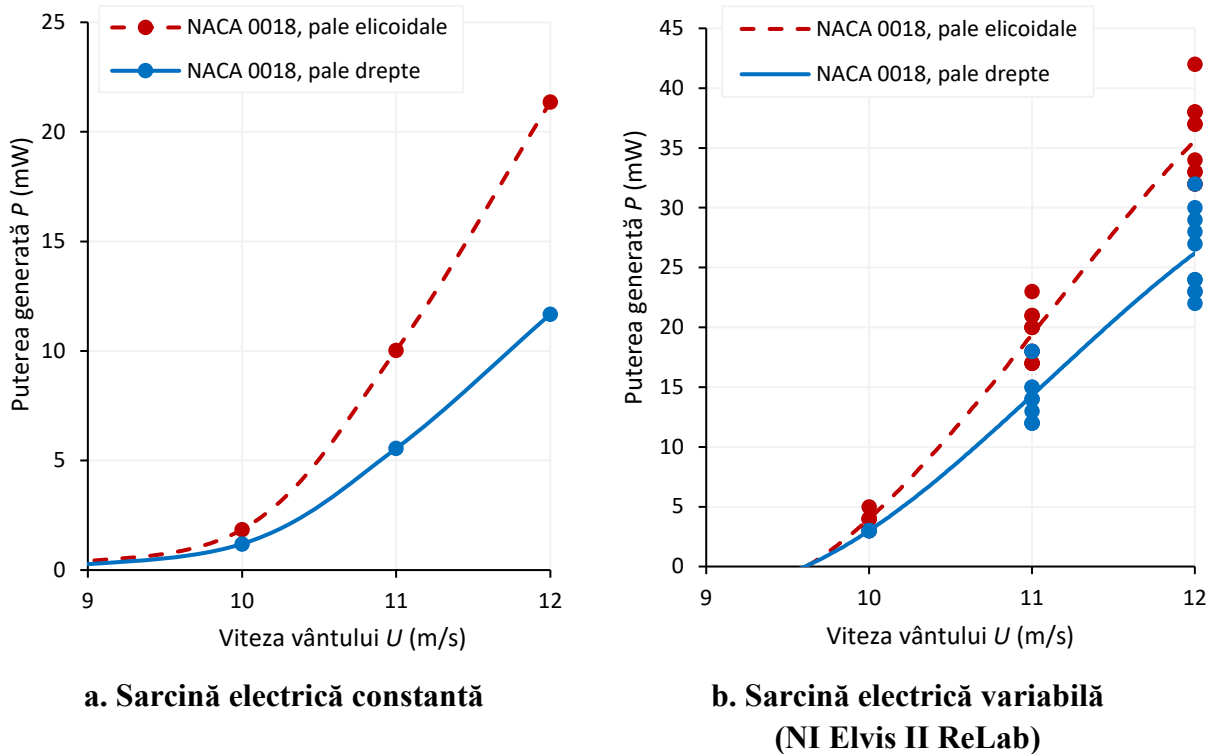
**Tabelul 2.3. Caracteristicile constructive ale rotoarelor elicoidal și de tip H analizate**

Parametrii constructivi		Rotor pale drepte	Rotor pale elicoidale
Înălțimea rotorului (m)	$h$	0,4	0,4
Diametrul rotorului (m)	$D$	0,4	0,4
Numărul de pale (buc.)	$N$	3	3
Lungimea palei (m)	$L$	0,4	0,4345
Lungimea cozii (m)	$c$	0,05	0,05
Unghiul elicoidal ( $^\circ$ )	$\lambda$	0	67
Aria baleiată ( $m^2$ )	$A$	0,16	0,16
Soliditatea efectivă ( $/$ )	$\sigma$	0,375	0,375
Unghiul de înclinație ( $^\circ$ )	$\beta$	0	0

Analiza a fost executată prin încercări repetate, utilizând cele două metode descrise în paragraful 2.1. În primul caz generatorul turbinelor a alimentat o sarcină electrică fixă de  $200 \Omega$ , iar în al doilea caz - sarcina electrică variabilă a sistemului NI Elvis II ReLab. Indiferent de metodă și numărul de încercări, tendințele au avut același caracter: rotorul pale elicoidale a produs mai multă energie decât rotorul pale drepte (figura 2.21. a, b și Anexa 3. a, b).



**Fig. 2.20. Rotoare pale elicoidale (a) și drepte (b), profil aerodinamic NACA 0018**

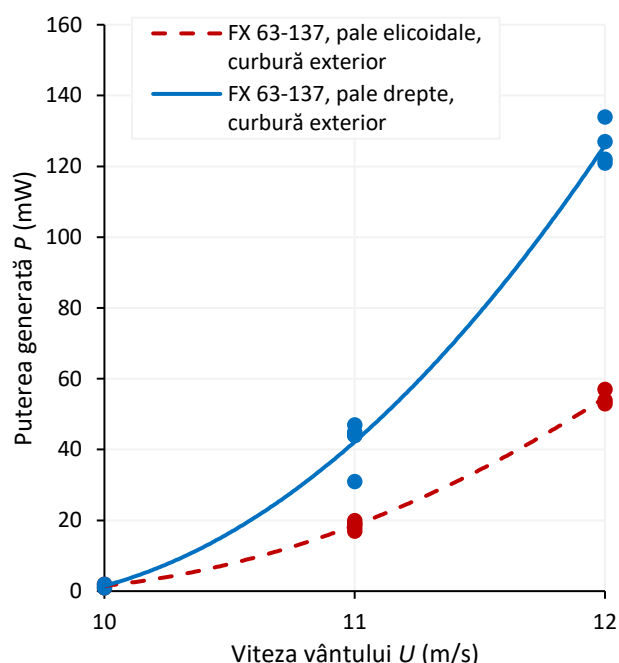


**Fig. 2.21. Performanța turbinelor cu pale elicoidale și drepte, profil aerodinamic NACA 0018**

Puterea generată a variat însă în dependență de metoda adoptată. Spre exemplu, în cazul utilizării modulului ReLab, la viteza fluxului de 12 m/s turbina elicoidală a generat cu 36 % mai multă energie. În cazul sarcinii fixe de 200  $\Omega$ , diferența a fost de 82 %.

Experimente au fost efectuate asupra altor două rotoare cu pale drepte și pale elicoidale, de această dată definite fiind de profilul aerodinamic asimetric FX 63-137, curbura exterior. Rotoarele au avut aceiași parametri, afișați în tabelul 2.3. Au fost executate încercări repetate și în toate cazurile tendințele au indicat un caracter diametral opus față de cazul palelor NACA 0018: turbina cu pale drepte a produs mai multă energie decât turbina cu pale elicoidale (figura 2.22 și Anexa 3.c). Rezultatele prezentate au fost obținute cu ajutorul sistemului NI Elvis II ReLab. Astfel la viteza vântului de 12 m/s rotorul cu pale drepte a generat de 2,3 ori mai multă energie decât rotorul cu pale elicoidale.

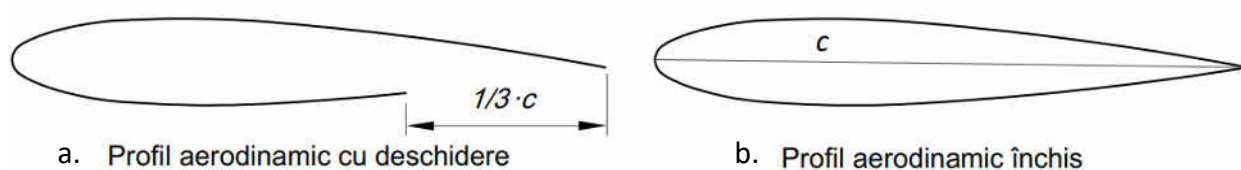
Reieșind din cele descrise, optimizarea performanței rotorului cu implicarea unghiului elicoidal ține de profilul aerodinamic ales. Palele elicoidale pot fi o soluție eficientă în cazul unui profil aerodinamic specific și o soluție deficientă pentru alt tip de profil [107]. Este de menționat diferența rezultatelor în dependență de metoda de studiu aleasă. Totuși, indiferent de abordare, tendințele generale se păstrează.



**Fig. 2.22. Turbine cu pale elicoidale și drepte, profil aerodinamic FX 63-137**

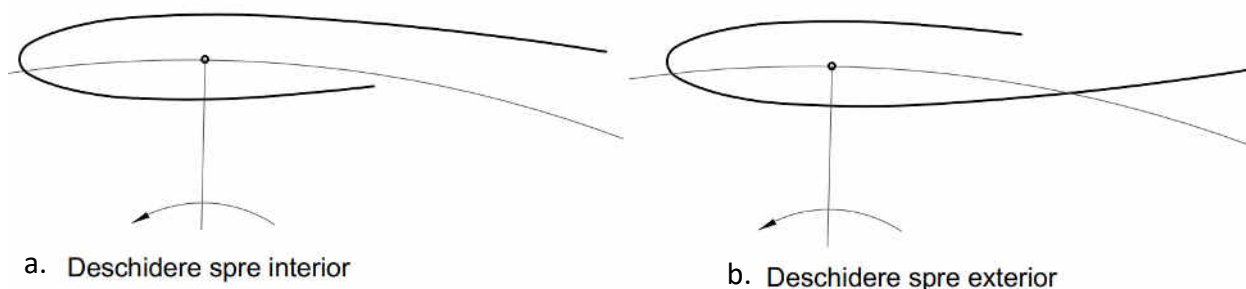
## 2.6. Pale cu profil aerodinamic simetric NACA 0018 deschise la bordul de fugă

Deschiderea la bordul de fugă al palei are la bază un contur incomplet sau o denaturare a formei originale a profilului aerodinamic. Acest element facilitează pătrunderea fluxului în interior, influențând astfel comportamentul aerodinamic al palei. În figura 2.23 este prezentat un profil aerodinamic simetric cu deschidere la bordul de fugă și un profil închis. Lungimea deschiderii este egală cu o treime din valoarea lungimii cozii  $c$ .



**Fig. 2.23. Profil aerodinamic simetric cu deschidere la bordul de fugă (a) și profil închis (b)**

Palele prevăzute cu deschidere pot fi fixate de barele de suport în două moduri: fie cu deschiderea orientată radial spre interiorul rotorului sau spre exterior (figura 2.24).



**Fig. 2.24. Profiluri aerodinamice orientate radial spre interiorul (a) și exteriorul rotorului (b)**

Influența acestor particularități asupra performanței turbinei cu pale NACA 0018 a fost cercetată experimental și descrisă în următoarele trei secțiuni.

### 2.6.1. Rotoare cu pale drepte profil simetric închis și cu deschidere la bordul de fugă

Au fost elaborate trei rotoare cu parametrii constructivi identici (tabelul 2.4) excepție fiind deschiderea la bordul de fugă pentru palele a două dintre ele. Astfel, primul rotor a fost echipat cu pale drepte închise, al doilea - cu pale drepte deschise pe interior (intrados), iar al treilea - cu pale drepte deschise pe exterior (extrados). Simetria profilului a permis ca același set de pale cu deschidere să fie folosit pentru formarea ultimelor două turbine (figura 2.25). Lungimea

**Tabelul 2.4. Parametrii constructivi ai rotoarelor pale drepte**

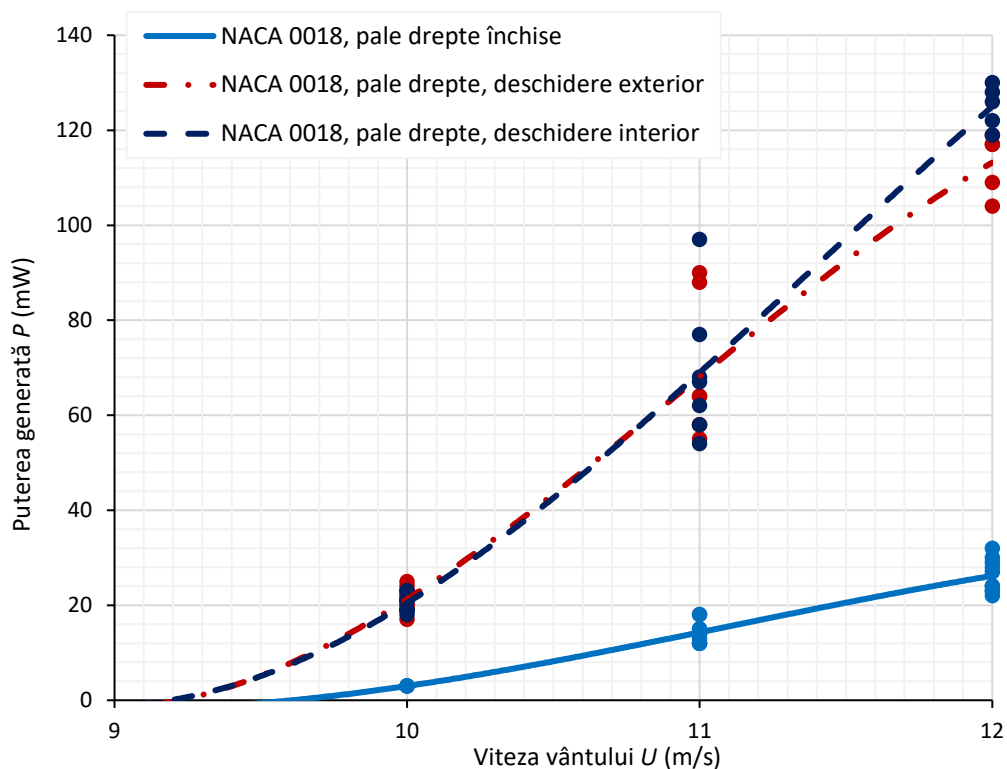
Înălțimea rotorului (m)	$h$	0,4
Diametrul rotorului (m)	$D$	0,4
Numărul de pale (buc.)	$N$	3
Lungimea palei (m)	$L$	0,4
Lungimea corzii (m)	$c$	0,05
Aria baleiată (m <sup>2</sup> )	$A$	0,16
Soliditatea efectivă ( $l$ )	$\sigma$	0,375
Raport de aspect ( $l$ )	$RA$	1
Unghi de înclinație (°)	$\beta$	0
Profil aerodinamic	NACA 0018	

deschiderii a fost egală cu 1/3 din lungimea corzii, ceea ce, ținând cont de dimensiunile prezentate în tabel, înseamnă 16,67 mm. Alegerea acestei valori a fost una de început, având la bază limitele de mărimi cercetate de Chen [72, p. 174].



**Fig. 2.25. Pale imprimate NACA 0018 drepte cu deschidere**

Turbinele au fost testate în aceleași condiții de vânt, rezultatele fiind afișate grafic în figura 2.26 și Anexa 4. Datele au fost obținute cu ajutorul sistemului NI Elvis II RELab.



**Fig. 2.26. Performanța rotoarelor pale drepte închise, deschidere interior și exterior**

Tendențele au fost confirmate de mai multe încercări, care au implicat ambele metode descrise în paragraful 2.1. Concluziile sunt expuse în continuare.

Prima se referă la superioritatea evidentă a palelor cu deschidere la bordul de fugă față de palele închise. Spre exemplu, la viteza vântului de 12 m/s, rotorul cu pale cu deschidere exterior a fost de 4,3 ori mai productiv decât rotorul pale închise. Această diferență a variat ușor pentru fiecare test în parte, în toate cazurile însă fiind una importantă. Pe lângă randament, turbinele cu pale deschise au început generarea de energie la viteze mai mici ale vântului. Reieșind din rezultate, pentru palele drepte definite de profilul aerodinamic NACA 0018, deschiderea la bordul de fugă este o soluție foarte eficientă de optimizare aerodinamică.

O altă observație ține de eficiența ușor ridicată a rotorului cu pale deschidere interior față de versiunea deschidere exterior (aproximativ 10 % la 12 m/s). Detectarea acestei diferențe a fost însă mai dificilă întrucât în dependență de test, tendințele au fost ușor diferite. Pentru unele încercări rezultatele au indicat egalitatea productivității dintre cele două versiuni și pentru puține cazuri superioritatea deschiderii pe exterior. Totuși, valorile medii au indicat tendințele prezentate în figura 2.26. Puterea dezvoltată de cele două turbine, deși diferită, este apropiată.

## 2.6.2. Rotoare cu pale elicoidale profil simetric închis și deschis la bordul de fugă

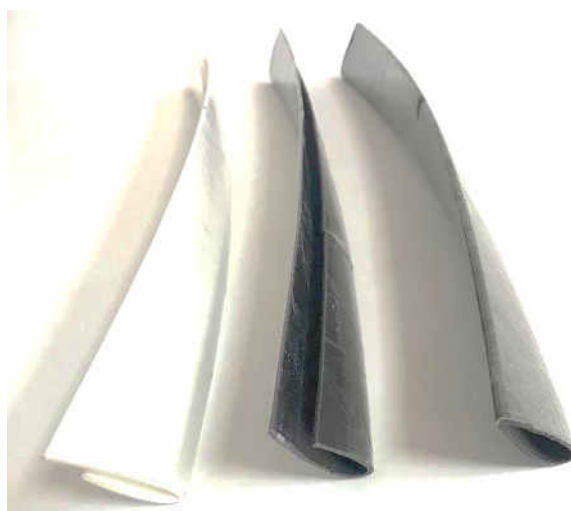
Influența deschiderii la bordul de fugă al paletelor a fost cercetată și pentru cazul rotoarelor elicoidale, definite de același profil aerodinamic NACA 0018. Au fost elaborate trei seturi de pale, primul format din pale elicoidale închise, al doilea format din pale elicoidale cu deschidere pe interior și al treilea compus din pale cu deschidere pe exterior (figura 2.27). Cu excepția prezenței deschiderilor și poziționării diferite a acestora, parametrii celor trei rotoare au fost aceiași (tabelul 2.5). Lungimea deschiderii a fost egală cu o treime din lungimea corzii – 16,67 mm. Turbinele au fost încercate în aceleași condiții de vânt.

Rezultatele testelor, obținute cu ajutorul sistemului NI Elvis II ReLab, sunt afișate grafic în figura 2.28 (tabelar în Anexa 5). Respectarea tendințelor a fost confirmată prin încercări multiple, care au implicat ambele metode (paragraful 2.1). Evoluțiile grafice pot fi rezumate de următoarele concluzii.

Prima ține de superioritatea considerabilă a rotoarelor cu pale deschise privind eficiența de conversie. Spre exemplu, la 12 m/s, turbina cu pale deschidere interior a generat de 4 ori mai multă energie decât turbina cu pale închise. De asemenea, pentru rotoarele cu pale cu deschidere a fost observată o capacitate de demarare superioară.

Doi – rotoarele cu pale deschise au început generarea de energie la viteze mai mici ale vântului (8,5 m/s față de 10 m/s).

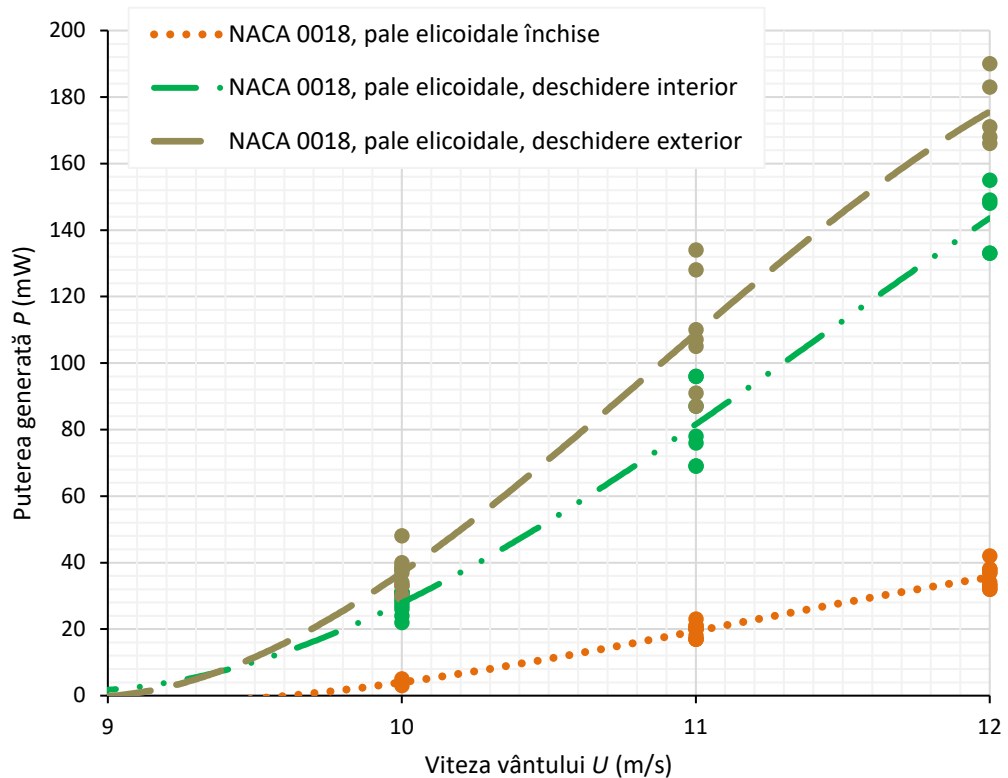
Trei – turbina cu pale elicoidale deschidere exterior a fost cea mai eficientă, generând 175,6 mW la 12 m/s, urmată la mică distanță de turbina cu pale elicoidale deschidere interior (143 mW la 12 m/s), turbina cu pale elicoidale închise fiind de departe cea mai puțin productivă (35,6 mW la 12 m/s). Spre deosebire de cazul rotoarelor cu pale drepte, aici diferența dintre versiunile deschise pe interior și exterior a fost mult mai importantă. Spre exemplu, turbina cu pale deschidere exterior a produs cu 22% mai multă energie decât turbina cu pale deschidere interior.



**Fig. 2.27. Pale elicoidale cu deschidere pe interior, exterior și pală închisă, profil aerodinamic NACA 0018**

**Tabelul 2.5. Parametrii constructivi ai rotoarelor elicoidale**

Înălțimea rotorului (m) $h$	0,4
Diametrul rotorului (m) $D$	0,4
Numărul de pale (buc.) $N$	3
Lungimea palei (m) $L$	0,434
Lungimea corzii (m) $c$	0,05
Unghiul elicoidal (°) $A$	67
Aria baleiată (m <sup>2</sup> ) $A$	0,16
Soliditatea efectivă ( $l$ ) $\sigma$	0,375
Raport de aspect ( $l$ ) $RA$	1
Unghi de înclinație (°) $\beta$	0
Profil aerodinamic	NACA 0018



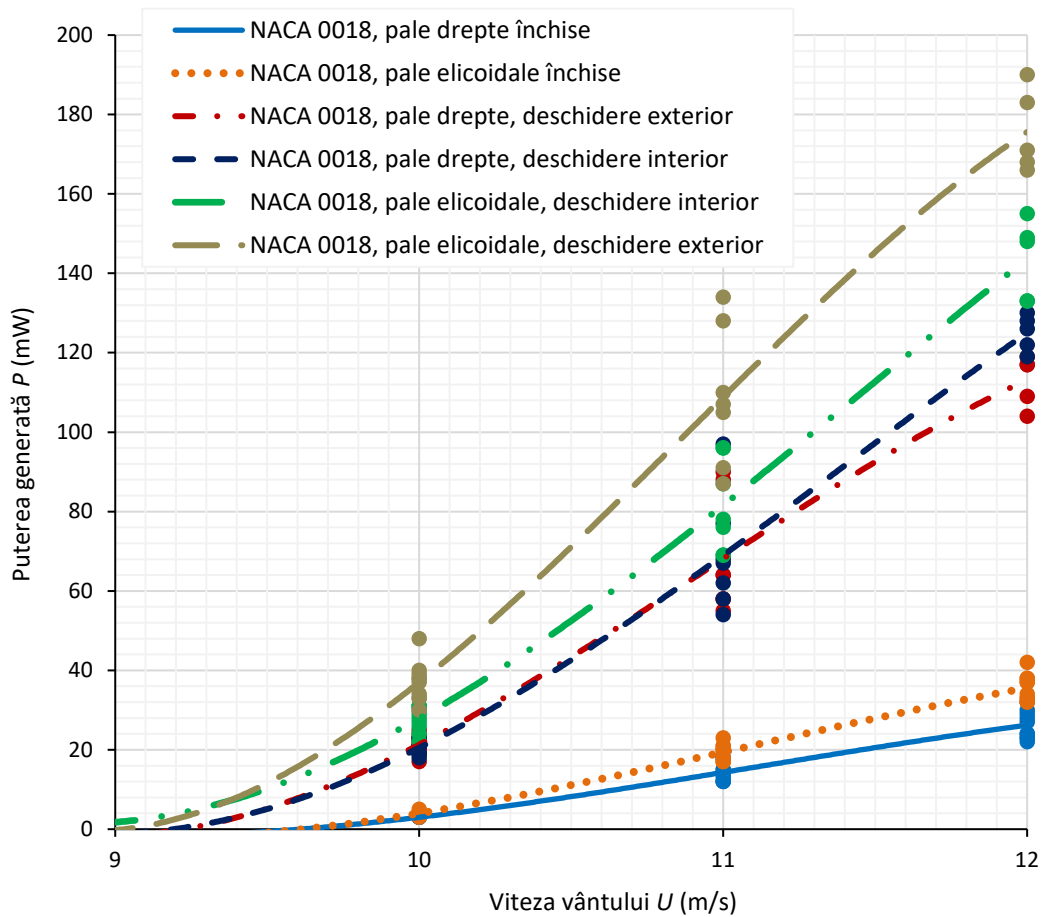
**Fig. 2.28. Rotoare cu pale elicoidale închise și cu deschidere la bordul de fugă**

Un alt aspect este că pentru palele elicoidale, versiunea deschisă pe exterior a fost cea mai eficientă, în timp ce pentru palele drepte, versiunea deschisă pe interior a demonstrat productivitatea cea mai ridicată.

### 2.6.3. Rotoare cu pale drepte și elicoidale profil simetric închis și deschis

Sinteza precedentelor două paragrafe este afișată grafic în figura 2.29. Astfel este expusă performanța turbinelor cu pale drepte și elicoidale, închise și cu deschidere pe interior și exterior. Vom considera unghiul elicoidal și deschiderea la bordul de fugă drept soluții distincte de optimizare a performanței aerodinamice a rotorului. Urmărind figura 2.29, să utilizăm pe rând aceste soluții pentru cazul rotorului cu pale drepte închise, profil aerodinamic NACA 0018. Aplicând un unghi elicoidal de  $67^\circ$ , la viteza vântului de 12 m/s obținem o creștere a eficienței de 26%. Pentru aceeași viteză a vântului, considerând doar deschiderea la bordul de fugă, avem o creștere de cel puțin 4,3 ori a puterii generate. Aici contează însă orientarea deschiderii, versiunea deschidere interior fiind ușor superioară versiunii deschidere exterior. Dacă aplicăm atât unghiul elicoidal cu valoarea menționată cât și deschiderea la bordul de fugă, obținem o creștere și mai mare a performanței. Devine însă importantă orientarea deschiderii. Spre exemplu la viteza fluxului de 12 m/s, versiunea elicoidală deschidere interior a generat de  $\sim 5,5$  ori mai multă energie decât versiunea pale drepte închise. Versiunea elicoidală deschidere interior a generat de  $\sim 6,7$  ori

mai multă energie. Valorile menționate au variat în dependență de experiment însă tendințele generale au rămas.



**Fig. 2.29. Rotoare pale drepte și elicoidale, închise și cu deschidere la bordul de fugă al palelor, profil aerodinamic NACA 0018**

Privind dintr-un unghi diferit, putem afirma că pentru profilul aerodinamic NACA 0018 unghiul elicoidal este soluție de optimizare atât pentru cazul palelor drepte închise cât și pentru cazul palelor drepte cu deschidere.

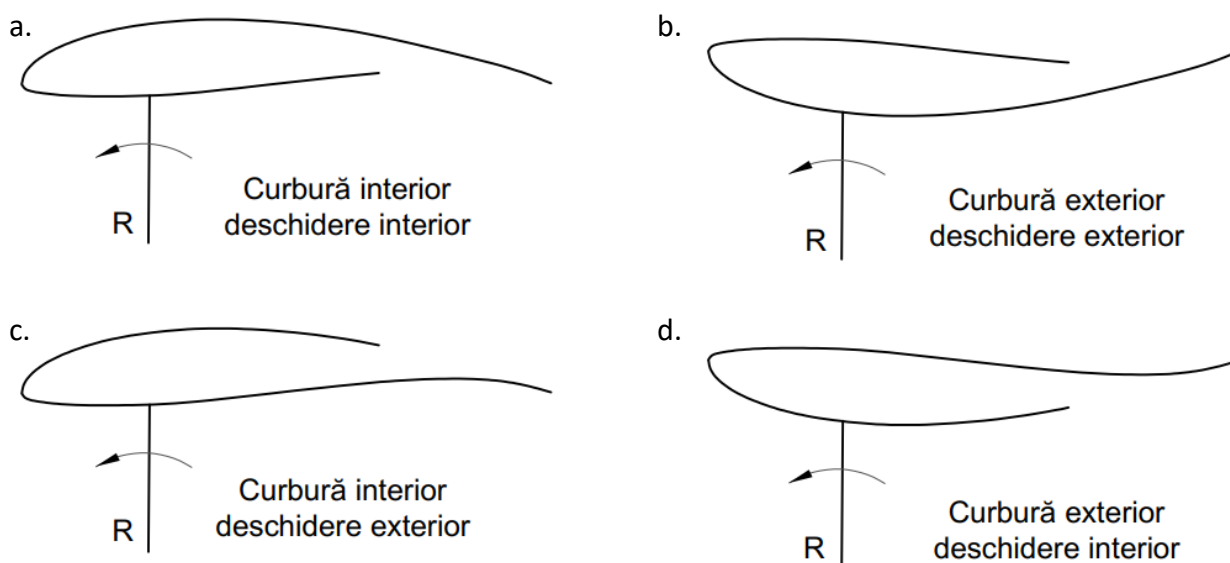
Studiul a implicat pale cu o singură valoare a lungimii deschiderii la bordul de fugă (1/3 din lungimea corzii). S-ar putea, totuși, ca pentru valori diferite eficiența să crească. Acest lucru trebuie însă confirmat sau infirmat prin încercări experimentale adăugătoare.

## 2.7. Pale cu profil aerodinamic asimetric FX 63-137 deschis la bordul de fugă

Efectele cauzate de deschiderea la bordul de fugă au fost cercetate și pentru cazul rotoarelor cu pale definite de profilul aerodinamic asimetric FX 63-137. Au fost considerate rotoare cu pale drepte închise, cu deschidere pe interior și pe exterior, și rotoarele cu pale elicoidale închise, cu deschidere pe interior și exterior. Lungimea deschiderii pentru toate cazurile a fost de o treime din lungimea corzii, adică 16,67 mm. Spre deosebire de profilul simetric, cel asimetric deschis implică



încă patru posibilități privind orientarea. Astfel, palele pot fi dispuse curbură interior deschidere interior, curbură interior deschidere exterior, curbură exterior deschidere interior, curbură exterior deschidere exterior (figura 2.30).



**Fig. 2.30. Versiunile deschise ale profilului aerodinamic asimetric ( $R$  – raza rotorului)**

### 2.7.1. Rotoare cu pale drepte profil asimetric închis și cu deschidere la bordul de fugă

Pentru început au fost considerate rotoarele cu pale drepte, versiunile închise și cu deschidere cu toate posibilitățile de orientare indicate în figura 2.30. Cu ajutorul a trei seturi de pale au fost elaborate șase turbine, fiecare set fiind poziționat consecutiv în mod curbură interior și exterior (figura 2.31). Cu excepția orientării curburii, prezenței și poziționării deschiderii, rotoarele au avut aceiași parametri constructivi (tabelul 2.6) și au fost testate în aceleași condiții externe. Figura 2.32 afișează grafic rezultatele încercărilor (tabelar în Anexa 6). Datele au fost obținute cu ajutorul sistemului NI Elvis II ReLab.

Palele curbură interior au fost cele mai puțin eficiente. Luate pe rând, turbina cu pale închise a avut o productivitate neînsemnată de 1 mW la 12 m/s. Prezența deschiderii la bordul de fugă pe interior a dus la creșterea ușoară a performanței –

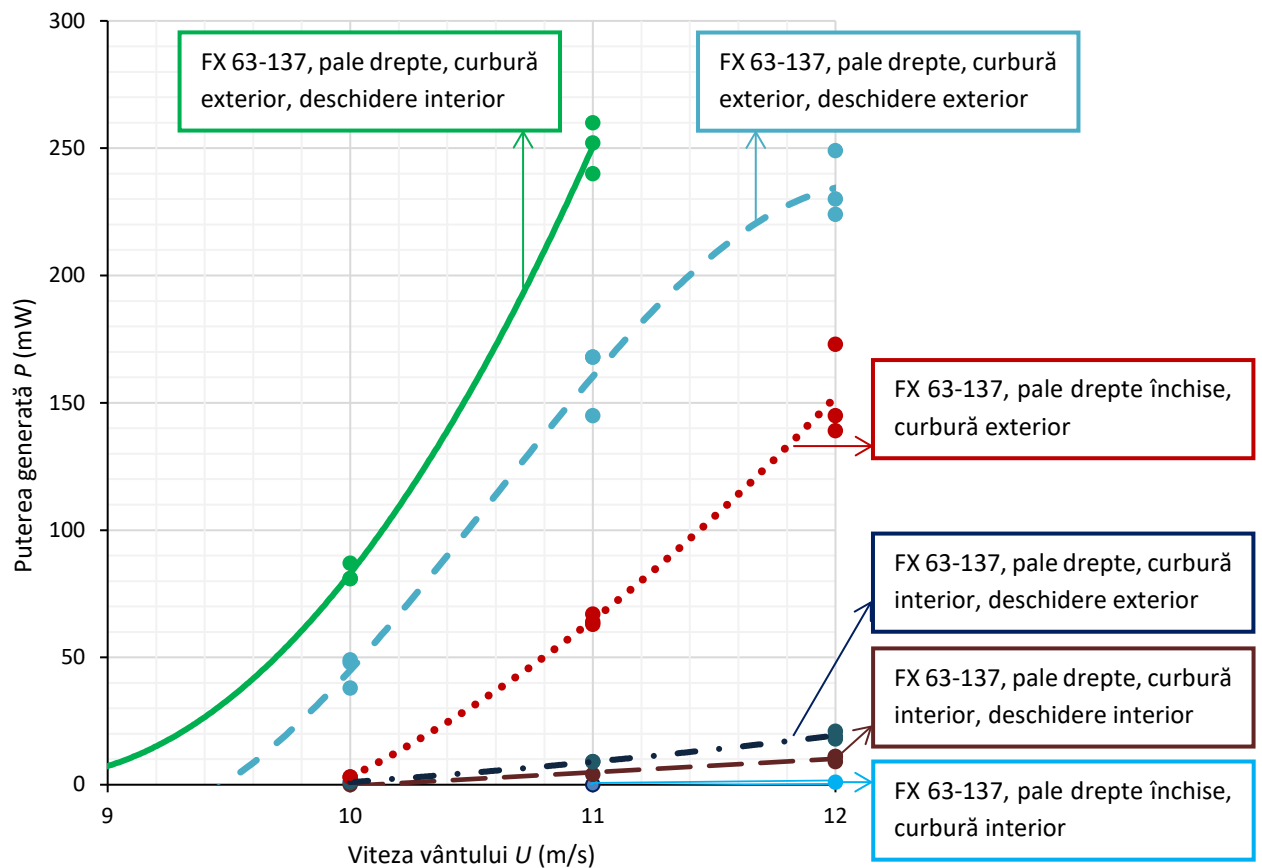
10,3 mW la viteza de 12 m/s. Modul deschidere pe exterior s-a dovedit a fi cel mai eficient pentru cazul curbură interior, generând 19,3 mW la aceeași viteză a vântului.

**Tabelul 2.6. Parametrii constructivi ai rotoarelor cu pale drepte.**

Înălțimea rotorului (m)	$h$	0,4
Diametrul rotorului (m)	$D$	0,4
Numărul de pale (buc.)	$N$	3
Lungimea palei (m)	$L$	0,4
Lungimea corzii (m)	$c$	0,05
Aria baleiată (m <sup>2</sup> )	$A$	0,16
Soliditatea efectivă ( $l$ )	$\sigma$	0,375
Raport de aspect ( $l$ )	$RA$	1
Unghi de înclinație (°)	$\beta$	0
Profil aerodinamic	FX 63-137	



**Fig. 2.31. Pale drepte profil aerodinamic FX 63-137, versiunile închisă și cu deschidere pe interior și exterior.**



**Fig. 2.32. Eficiența rotoarelor pale drepte închise, curbură interior și exterior, deschidere interior și exterior**

Turbinele cu pale curbură exterior au întrecut cu mult productivitatea turbinelor cu pale curbură interior. Astfel, turbina cu pale închise a generat 152 mW la 12 m/s, mult peste cazurile prezentate mai sus. Turbina curbură exterior deschidere exterior a produs 234 mW la aceeași viteză, iar turbina curbură exterior deschidere interior a generat 250 mW la 11 m/s. Ultima nu a fost încercată la viteza vântului de 12 m/s întrucât exista riscul distrugerii palelor din cauza

numărului ridicat de rotații pe minut. De asemenea, ultimele două turbine menționate au început generarea energiei de la viteze mai mici ale vântului, 8,5 m/s față de 10 m/s în cazul paletelor închise.

Valorile puterii generate de turbine au variat ușor pentru fiecare experiment în parte, depinzând inclusiv de modul de achiziționare a datelor, însă tendințele au rămas aceleași. În concluzie, putem afirma că pentru cazul profilului aerodinamic asimetric FX 63-137, deschiderea la bordul de fugă vine cu efecte pozitive importante atât pentru versiunea curbură interior cât și pentru versiunea curbură exterior.

### 2.7.2. Rotoare cu pale elicoidale profil asimetric închis și deschis la bordul de fugă

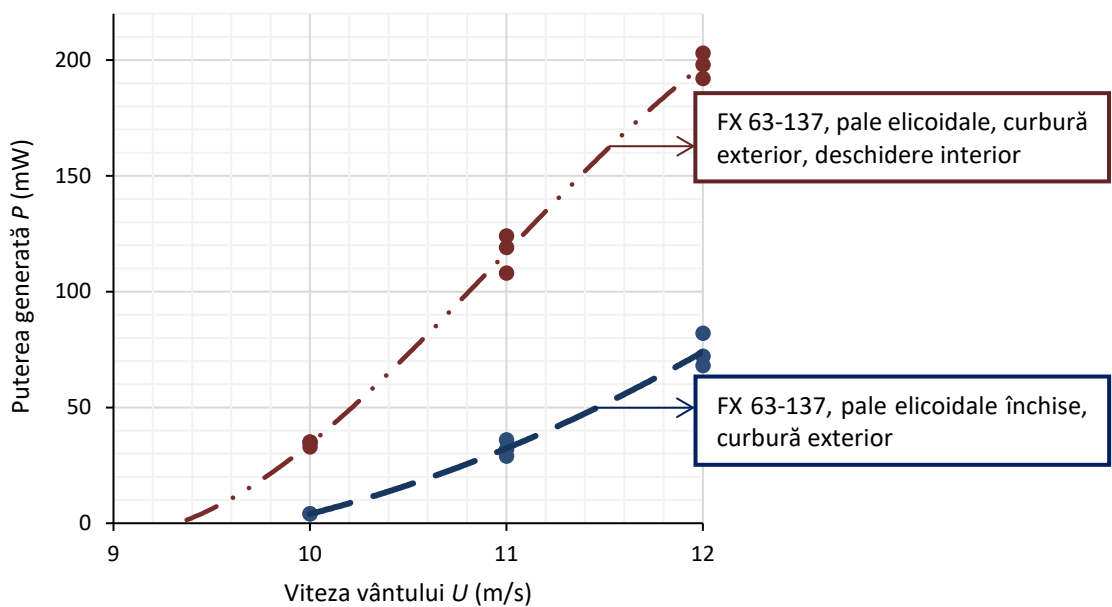
Efectele deschiderii la bordul de fugă au fost analizate, de asemenea, pentru palele elicoidale definite de profilul asimetric FX 63-137. Au fost elaborate două seturi a câte trei pale: primul set format din pale închise curbură exterior și al doilea din pale curbură exterior deschidere interior. Figura 2.33 prezintă câte o pală din cele două seturi. Lungimea deschiderii a fost de 16,67 mm. Deoarece studiile de mai sus au indicat faptul că versiunea curbură interior este inefficientă, aceasta nu a fost aplicată pentru modelul elicoidal. Condițiile externe și parametrii constructivi principali ai rotoarelor au fost aceleași (tabelul 2.7). Datele au fost colectate cu ajutorul sistemului NI Elvis II ReLab și sunt afișate grafic în figura 2.34 (tabelar în Anexa 7). Ca și în cazul paletelor drepte, deschiderea la bordul de fugă al paletelor elicoidale a produs un salt important privind puterea generată. Astfel, la 12 m/s versiunea închisă a produs 74 mW pe când versiunea cu deschidere 197 mW ceea ce înseamnă o creștere de 2,6 ori a puterii generate. De asemenea, producerea de energie a început de la viteze comparativ mai mici ale vântului (8,5 m/s față de 10 m/s).



**Fig. 2.33. Pale elicoidale profil FX 63-137 curbură exterior, versiunile închisă și cu deschidere interior**

**Tabelul 2.7. Parametrii constructivi ai rotoarelor elicoidale profil asimetric curbură exterior**

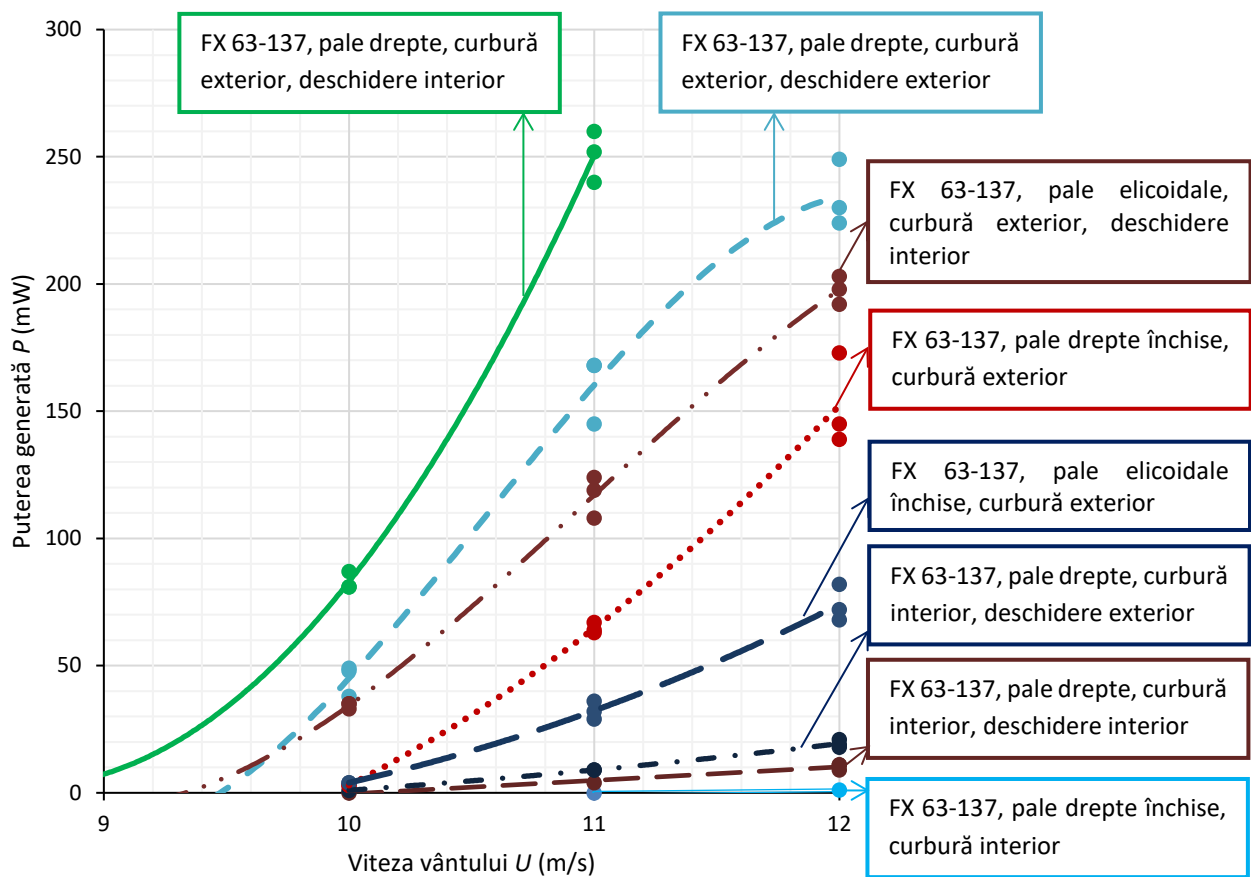
Înălțimea rotorului (m)	$h$	0,4
Diametrul rotorului (m)	$D$	0,4
Numărul de pale (buc.)	$N$	3
Lungimea palei (m)	$L$	0,434
Lungimea corzii (m)	$c$	0,05
Unghiul elicoidal (°)	$A$	67
Aria baleiată (m <sup>2</sup> )	$A$	0,16
Soliditatea efectivă (/)	$\sigma$	0,375
Raportul de aspect (/)	$RA$	1
Unghiul de înclinație (°)	$\beta$	0
Profilul aerodinamic	FX 63-137	



**Fig. 2.34. Turbine cu pale elicoidale FX 63-137 curbura exterior, inchise și cu deschidere pe interior**

### 2.7.3. Rotoare cu pale drepte și elicoidale profil asimetric închis și deschis

Sinteza paragrafelor 2.7.1 și 2.7.2 este desfășurată grafic în figura 2.35 și conține atât performanța turbinelor cu pale drepte cât și elicoidale, profil asimetric FX 63-137.



**Fig. 2.35. Puterea generată de versiuni ale rotoarelor cu pale profil asimetric FX 63-137**

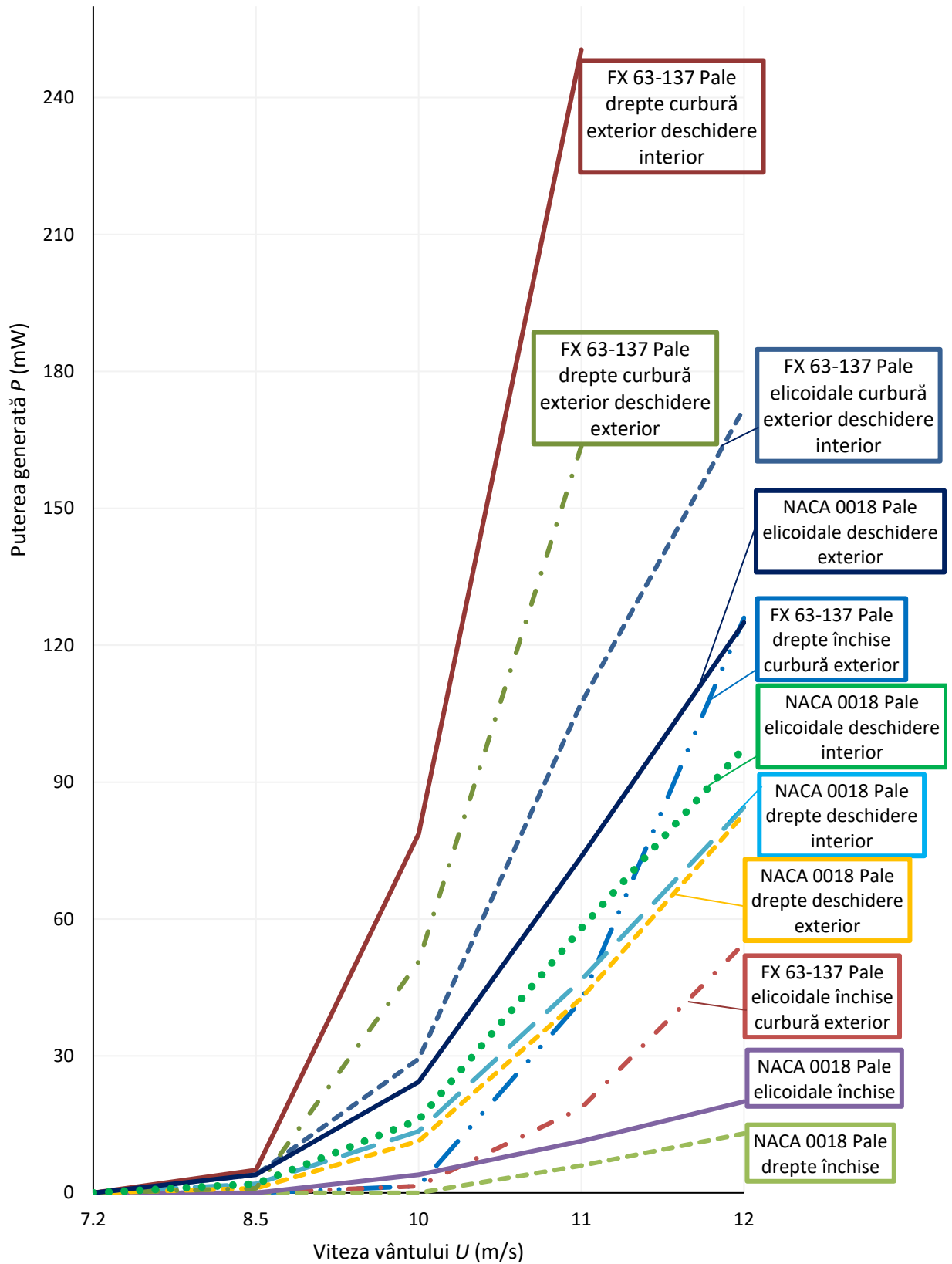
Întrucât parametrii constructivi principali ai acestora sunt aceiași (vezi tabelele 2.6 și 2.7) puterea lor poate fi comparată direct, fără a implica coeficientul de putere. Astfel este prezentată energia generată de opt turbine: șase cu pale drepte și două cu pale elicoidale. În paragraful 2.5 au fost prezentate rezultate, care indică superioritatea palelor drepte închise față de palele elicoidale închise pentru cazul acestui profil aerodinamic, aspect ce poate fi observat și din figura 2.35. Pentru palele cu deschidere tendințele se păstrează: palele drepte curbură exterior deschidere interior sunt mai eficiente decât palele elicoidale curbură exterior deschidere interior. Palele drepte curbură exterior cu deschidere sunt cele mai eficiente, în special, versiunea deschidere interior care s-a dovedit a fi cea mai productivă. La capătul opus, palele drepte curbură interior, fie închise sau cu deschidere, au manifestat performanța cea mai joasă [108].

## **2.8. Rotoarele H și elicoidale pale profil simetric, asimetric, închise și cu deschidere**

Energia generată de turbinele studiate în paragrafele 2.6 și 2.7 (NACA 0018 și FX 63-137) a fost comparată direct, iar rezultatele sunt afișate în figura 2.36. Deoarece rotoarele au avut aceiași parametri principali, performanța a putut fi comparată implicând puterea generată, anulând necesitatea coeficientului de putere. Energia generată de turbinele cu pale FX 63-137 curbură interior a fost joasă, aceasta nefiind inclusă în figură. Clasificând turbinele prezentate în figură începând cu cea mai puțin productivă avem:

1. Turbina cu pale drepte închise NACA 0018;
2. Turbina cu pale elicoidale închise NACA 0018;
3. Pale elicoidale închise FX 63-137 curbură exterior;
4. Pale drepte NACA 0018 deschidere exterior;
5. Pale drepte NACA 0018 deschidere interior;
6. Pale elicoidale NACA 0018 deschidere interior;
7. Pale elicoidale NACA 0018 deschidere exterior;
8. Pale drepte închise FX 63-137 curbură exterior;
9. Pale elicoidale FX 63-137 curbură exterior deschidere interior;
10. Pale drepte FX 63-137 curbură exterior deschidere exterior;
11. Pale drepte FX 63-137 curbură exterior deschidere interior.

Puterea maximă obținută nu este însă singurul criteriu important de clasificare. Este de remarcat comportamentul rotoarelor la viteze mai mici ale vântului. Spre exemplu la 12 m/s rotorului pale drepte închise FX 63-137 a demonstrat o productivitate satisfăcătoare, pe când la viteze mai mici (10 m/s) performanța a scăzut drastic. Rotorul elicoidal NACA 0018 cu pale deschise pe exterior a fost productiv atât la viteze mari (12 m/s) cât și comparativ reduse (10 m/s).



**Fig. 2.36. Performanța turbinelor cu pale NACA 0018 și FX 63-137**

Turbina cu pale drepte FX 63-137 curbura exterior deschidere interior a fost superioară atât la capitolul putere generată, inclusiv la viteze mici, cât și demarare. Astfel la viteza de 11 m/s

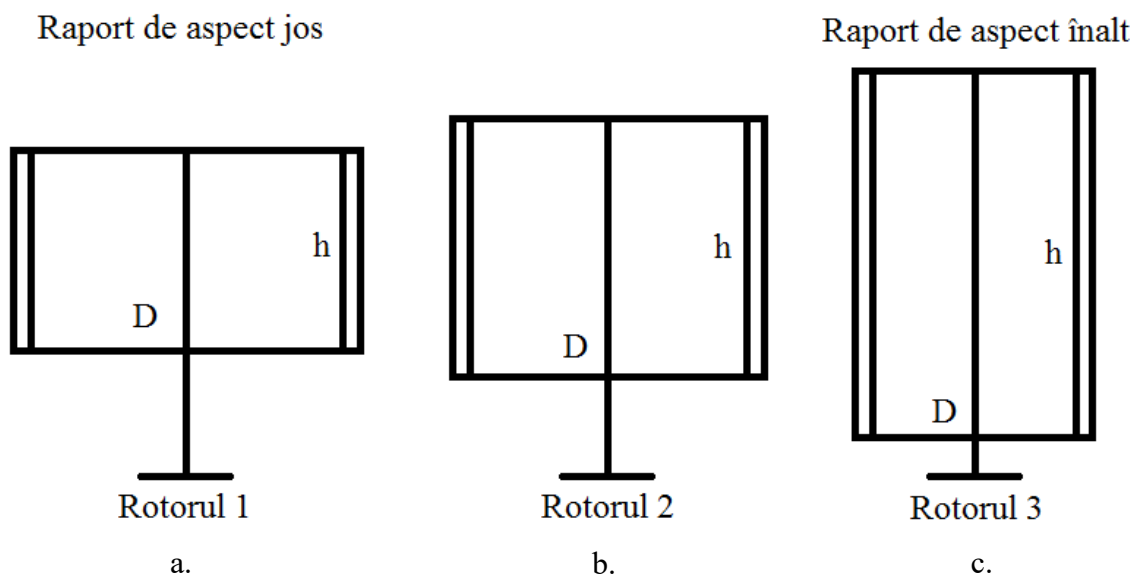
aceasta a generat mai multă energie decât oricare alta la viteza de 12 m/s. Diferența mare dintre puterea generată de turbina cea mai puțin performantă – pale drepte închise NACA 0018 și cea mai performantă – pale drepte FX 63-137 curbura exterior deschidere interior evidențiază importanța alegerii profilului aerodinamic optim.

## 2.9. Influența raportului de aspect

Raportul de aspect este definit și descris în paragraful 1.6.1. Analiza acestui criteriu poate fi făcută ținând cont de două posibilități: rotoarele comparate mențin valoarea constantă fie pentru soliditate, fie pentru lungimea corzii. Deoarece nu au fost găsite studii care să abordeze subiectul prin prisma acestor două posibilități, lucrul dat a fost făcut și descris în acest paragraf. Au fost cercetate turbine cu aceeași arie baleiată, însă raporturi de aspect diferite. În primul caz, lungimea corzii palelor a fost aceeași pentru toate rotoarele comparate, iar în consecință, valoarea solidității a fost diferită. Aceeași abordare a fost făcută ulterior pentru alte rotoare, cu diferența că valoarea solidității a fost menținută constantă, ceea ce a presupus diferite lungimi ale corzii.

### 2.9.1. Rotoare cu lungimea corzii constantă

Trei rotoare de tip H au fost pregătite, fiecare definit de raportul de aspect propriu (prezentate schematic în figura 2.37).



**Fig. 2.37. Trei rotoare cu aceeași arie baleiată și diferite raporturi de aspect ( $D$  – diametrul rotorului,  $h$  – înălțimea)**

Modelele au avut la bază o serie de parametri constructivi comuni și anume: aria baleiată, lungimea corzii, profilul aerodinamic, numărul de pale și unghiul de înclinație a palelor. Fiecare rotor a fost asigurat cu brațe de suport proprii cu diferite valori ale diametrului. Brațele, obținute din placaj prin frezare, sunt afișate în figura 2.38. Pe lângă raportul de aspect, parametrii care a

diferențiat rotoarele au fost: diametrul, înălțimea și soliditatea (tabelul 2.8). Figura 2.39 prezintă standul experimental care include rotoarele cu cel mai mare și cel mai mic raport de aspect (1,78 și 0,64).

Turbinele au fost supuse acțiunii fluxului de aer în două regimuri, pentru început nefiind cuplate la generator. În acest caz numărul de rotații a servit drept indicator de performanță.



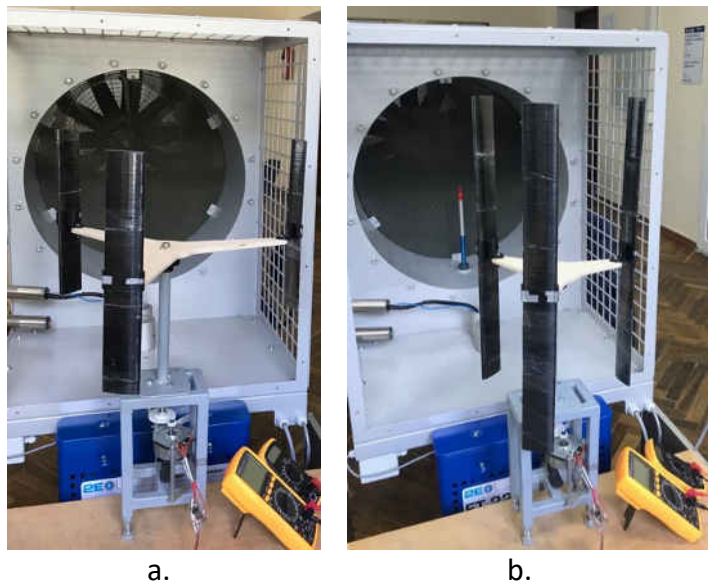
**Fig. 2.38. Brațele de suport ale rotoarelor analizate**

**Tabelul 2.8. Parametrii constructivi ai rotoarelor analizate. Set 1**

Parametrul		Numărul rotorului		
		1	2	3
Raport de aspect (/)	$RA$	0,64	1,00	1,78
Înălțimea (m)	$h$	0,320	0,400	0,533
Diametrul (m)	$D$	0,5	0,4	0,3
Soliditatea (/)	$\sigma$	0,300	0,375	0,500
Aria baleiată (m <sup>2</sup> )	$A$	0,16	0,16	0,16
Lungimea corzii (m)	$c$	0,05	0,05	0,05
Profil aerodinamic (/)	$PA$	NACA 0018		
Unghi de înclinație (°) $\beta$		0	0	0
Număr de pale (buc.)	$N$	3	3	3

Figura 2.40 afișează grafic rezultatele încercărilor (tabelar în Anexa 8.a). În cazul rotoarelor 2 și 3 nu au fost colectate date pentru viteze mari ale vântului întrucât era riscul distrugerii palelor.

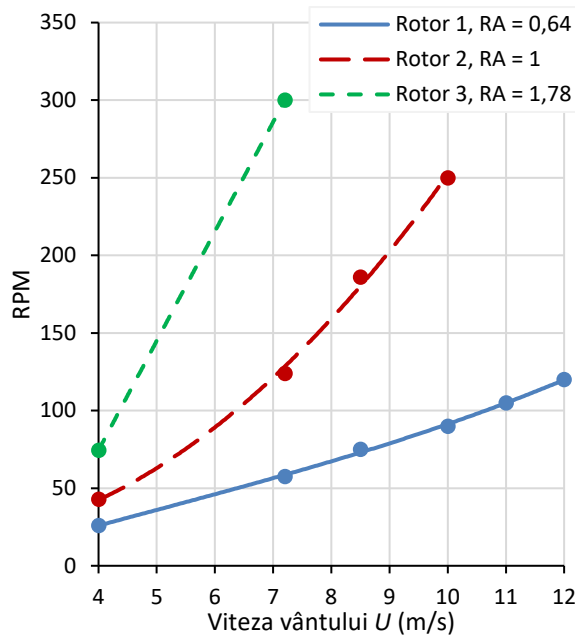
Tendențele rezultate indică faptul că numărul de rotații ale rotorului crește proporțional cu raportul de aspect. La viteza vântului de 7,2 m/s, rotorul (1), cu raportul de aspect de 0,64, a dezvoltat o medie de 57 rpm, rotorul (2), cu raportul de aspect 1 – 124 rpm iar rotorul (3), cu raportul de aspect 1,78 – 300 rpm. Turbinele au fost de asemenea testate,



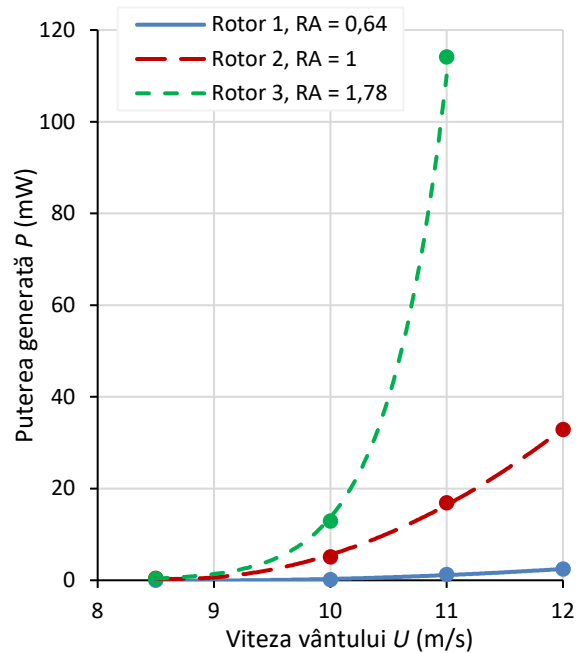
**Fig. 2.39. Rotorul 1  $RA = 0,64$  (a) și rotorul 3  $RA = 1,78$  (b)**



fiind cuplate la generatorul care a alimentat o sarcină electrică fixă de  $200\Omega$ , puterea generată servind drept indicator de performanță. Rezultatele sunt prezentate în figura 2.41 și tabelar în Anexa 8.b.



**Fig. 2.40. Rotoare cu raportul de aspect 0,64, 1 și 1,78 fără cuplare la generator, lungimea corzii 50 mm**

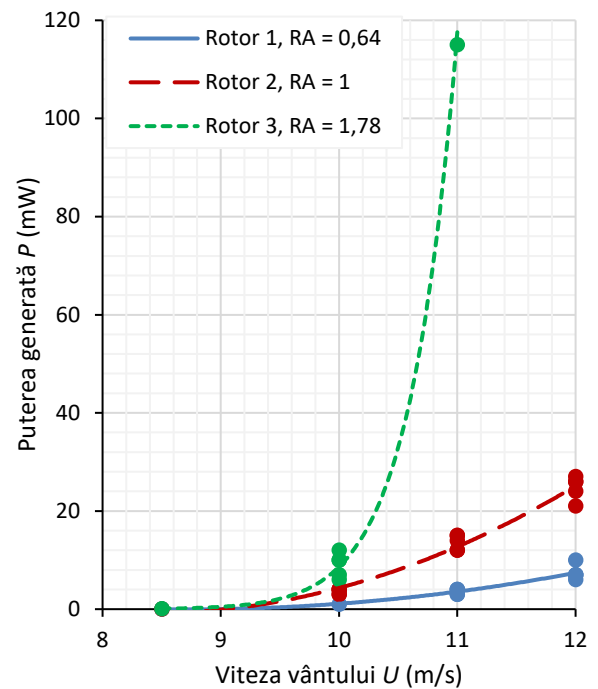


**Fig. 2.41. Rotoare cu raportul de aspect 0,64, 1 și 1,78 cuplate la generator, lungimea corzii 50 mm**

Tendențele generale s-au păstrat și pentru acest regim, indicatorul de performanță fiind proporțional cu valoarea raportului de aspect. Spre exemplu, la viteza vântului de 11 m/s, turbina (1) cu raportul de aspect 0,64 a generat 1,25 mW, turbina (2) cu raportul de aspect 1 – 16,9 mW și turbina (3) cu raportul de aspect 1,78 – 114,2 mW. Tendențele au fost confirmate prin încercări repetate.

Aceleași rotoare au fost testate, utilizând sistemul de achiziționare a datelor NI Elvis II. Rezultatele grafice, afișate în figura 2.42 (tabelar Anexa 8.c), confirmă tendințele stabilite anterior.

Raportul de aspect a fost cercetat și cu ajutorul unui alt set de rotoare pentru care palele

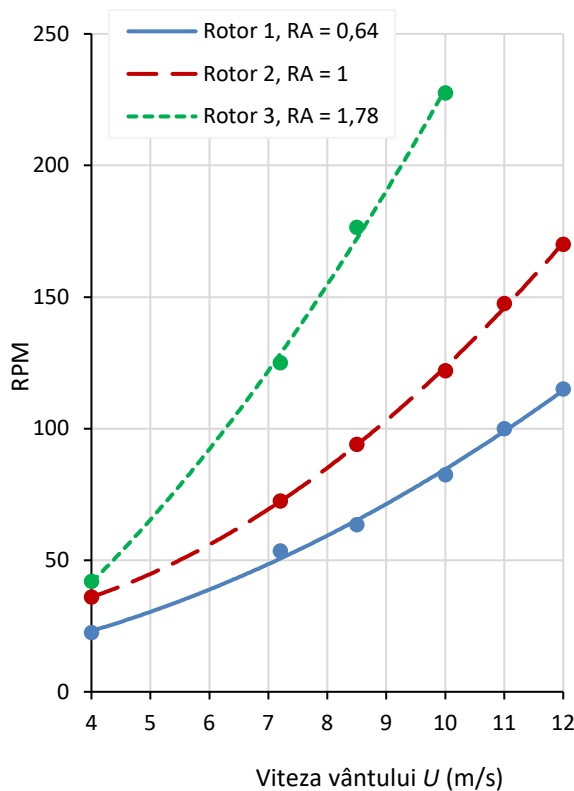


**Fig. 2.42. Performanța rotoarelor cu raportul de aspect 0,64, 1 și 1,78 (NI Elvis II)**

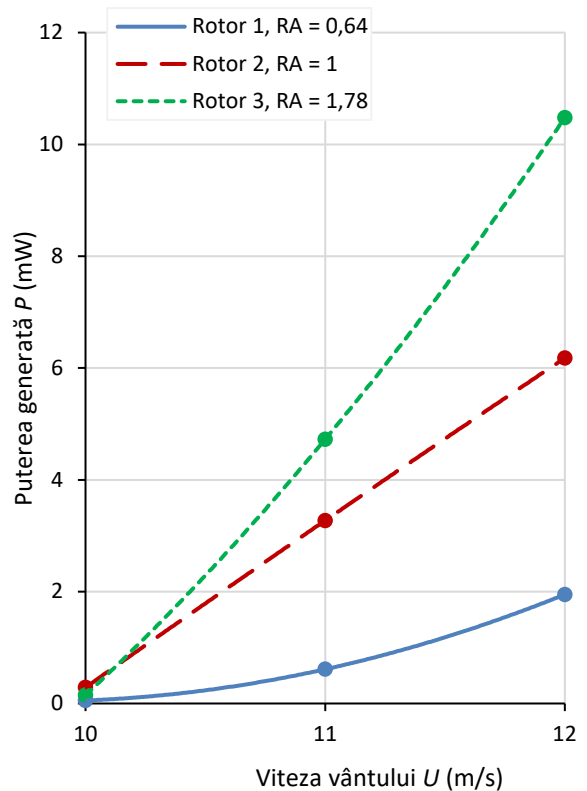
au avut lungimea corzii diferită – 37,5 mm. Valorile solidității rezultate au fost mai mici comparativ cu setul precedent, toți ceilalți parametri rămânând aceiași. Caracteristicile constructive ale setului 2 sunt prezentate în tabelul 2.9. Rotoarele au fost încercate, de asemenea, în două regimuri, fiind cuplate și decuplate de generator. Rezultatele sunt afișate grafic în figurile 2.43 și 2.44 (Anexele 8.d și 8.e).

**Tabelul 2.9. Parametrii constructivi ai rotoarelor setului 2**

Parametrul		Numărul rotorului		
		1	2	3
Raport de aspect, (/)	$RA$	0,64	1,00	1,78
Înălțimea (m)	$h$	0,320	0,400	0,533
Diametrul (m)	$D$	0,5	0,4	0,3
Soliditatea (/)	$\sigma$	0,225	0,281	0,375
Aria baleiată (m <sup>2</sup> )	$A$	0,16	0,16	0,16
Lungimea corzii (m)	$c$	0,0375	0,0375	0,0375
Profil aerodinamic (/)	$PA$	NACA 0018		
Unghi de înclinație (°)	$\beta$	0	0	0
Număr de pale (buc.)	$N$	3	3	3



**Fig. 2.43. Rotoare cu raport de aspect diferit fără cuplare la generator, lungimea corzii 37,5 mm**



**Fig. 2.44. Rotoare cu raport de aspect diferit cuplate la generator, lungimea corzii 37,5 mm**

Tendințele se păstrează și în acest caz: valoarea raportului de aspect este proporțională cu performanța aerodinamică a rotorului, reflectată fie de numărul de turații sau de puterea generată. Dacă e să ne referim la cazul pentru care rotorul a fost conectat la generator, la viteza vântului de 12 m/s, turbina (1) cu raportul de aspect cel mai mic – 0,64 a generat 1,95 mW, turbina (2) cu raportul de aspect 1 a produs 6,18 mW, iar turbina (3), cu raportul de aspect 1,78 – 10,48 mW.

Privit în grup, setul 2 de rotoare a fost mult mai puțin productiv decât primul. Acest lucru poate fi observat comparând valorile puterii produse, afișate în figurile 2.41 și 2.44. Spre exemplu, la viteza vântului de 11 m/s, cel mai performant rotor (3) din primul set, cu lungimea corzii de 50 mm, a generat o putere de cel puțin 20 de ori mai mare decât cel mai performant rotor (3) din al doilea set, cu lungimea corzii de 37,5 mm, diferența dintre lungimile corzii fiind de 25%. De aici rezultă importanța optimizării solidității rotoarelor cu ax vertical atunci când se urmărește maximizarea puterii generate.

Considerând datele prezentate mai sus, valorile solidității, pentru care performanța este maximă, tind către 0,5. Valori mai mari nu au fost studiate. Pentru comparație, turbinele eoliene cu ax orizontal sunt definite de solidități optime situate în jurul valorii de 0,19, așa cum am fost calculat pentru exemplul turbinei Nordtank NTK 500/41, analizată în monografia lui Hansen [15, p. 57]. Acestea au însă și o viteză mai mare la capetele palelor, fiind necesare lungimi mai mici ale corzii pentru o rezistență aerodinamică mică, portanța fiind facilitată de vitezele mari.

Pentru rotoarele cuplate cu generatorul, la viteze ale vântului relativ joase (8,5 m/s) rotorul 2 este ușor superior față de rotorul 3 în cazul ambelor seturi. Diferența trece de 15 %, fiind neînsemnată pentru aceste rotoare mici, însă ar putea fi importantă în cazul rotoarelor mari. Lucrul dat poate fi ușor observat consultând tabele din Anexa 8. La viteze mari însă rotoarele cu raportul de aspect cel mai mare (3) au fost mult superioare în cazul ambelor seturi. Pentru rotoarele decuplate de la generator, rotorul 3 a fost cel mai performant fără excepții (figurile 2.40 și 2.43).

Rezultatele pot fi explicate prin câteva puncte de vedere. Primul ține de raportul de aspect, care tinde să fie proporțional cu eficiența de conversie a turbinei. Al doilea ține de soliditate, o valoare înaltă favorizând dezvoltarea unei forțe portante înalte. Totuși s-ar putea ca pentru solidități mai ridicate performanța rotorului să scadă întrucât aceasta ar depăși valoarea limită maximă recomandată de 0,6 (menționată în paragraful 1.5.2).

Al treilea punct de vedere ține de efectele care au loc la capetele palei, descrise în paragraful 1.6.3. Raportul de aspect al palelor ( $RAp$ ) rotoarelor (1) din ambele seturi este mic, ceea ce ar facilita formarea efectelor aerodinamice nefavorabile la capetele palelor. Recomandările indică un raport de aspect al palei de cel puțin 7,5. Valorile  $RAp$  ale celor două seturi de rotoare analizate

sunt prezentate în tabelul 2.10. Palele rotorului (1) din primul set au fost caracterizate de o valoare  $R_{Ap} = 6,4$ , fiind mai joasă decât cea recomandată.

În paragraful 1.6.3 este menționat faptul că asigurarea palelor cu capace ar conduce la o creștere a eficienței cu 10%. Rotorul (1) din primul set ( $c = 50$  mm), cu raportul de aspect cel mai mic (0,64), a fost utilizat pentru a determina influența capacelor la capetele palelor asupra performanței aerodinamice. Capacele au fost realizate prin imprimare 3D și copie forma profilului aerodinamic NACA 0018. Lungimea corzii capacelor este cu 20 mm mai mare decât lungimea corzii palelor, adică de 70 mm (figura 2.45). Rotorul a fost suflat în două moduri, prima dată fiind asigurat cu capace, iar în al doilea caz fără capace. Generatorul electric a alimentat o sarcină fixă de 200  $\Omega$ . Au fost efectuate două încercări, iar rezultatele sunt expuse în figura 2.46 și Anexa 8.f.

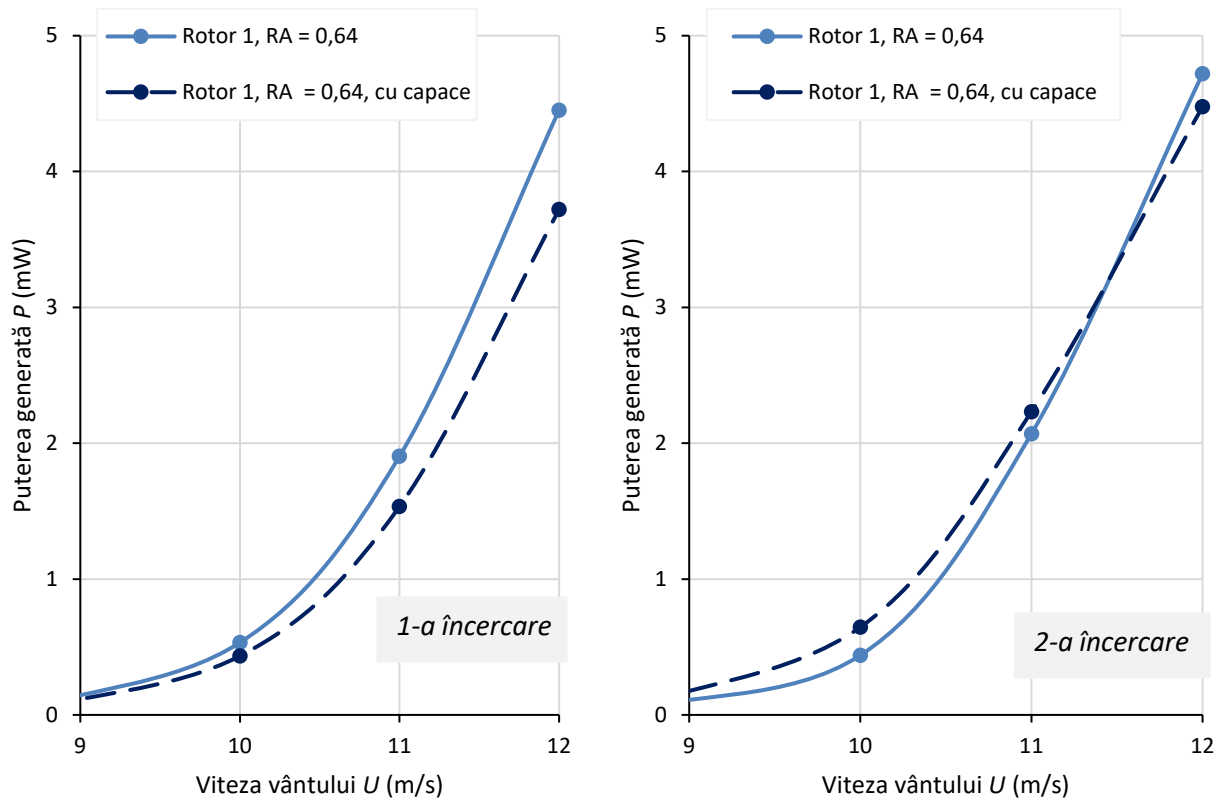
**Tabelul 2.10. Raportul de aspect al palelor ambelor seturi de rotoare**

$R_{Ap}$ pentru:	Set 1	Set 2
Rotorul 1	6,4	8,5
Rotorul 2	8,0	10,6
Rotorul 3	10,6	14,2



**Fig. 2.45. Capacul de la capătul palei**

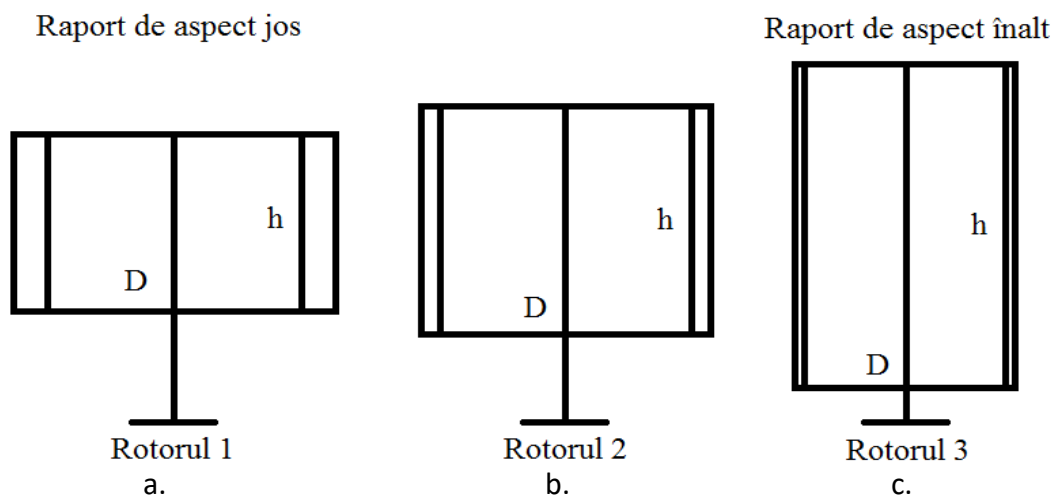
Tendențele afișate evidențiază faptul că prezența capacelor la capetele palei nu cauzează un impact net pozitiv asupra performanței rotorului. Lucrul dat vine în contradicție cu recomandările menționate și se poate datora faptului că aportul pozitiv al capacelor este mic, situat în diapazonul erorilor de măsurare, respectiv, nu poate fi identificat cu acest set experimental. O a doua cauză ar putea fi forma neoptimizată a capacelor. O a treia cauză ar putea ține de dimensiunile mici ale rotoarelor încercate pentru care efectele la capete palelor ar fi reduse [109].



**Fig. 2.46. Performanța rotorului 1 ( $c = 50$  mm) cu și fără capace la capetele palelor, două încercări**

### 2.9.2. Rotoare cu valoarea solidității constantă

Influența raportului de aspect asupra eficienței a fost cercetată pentru cazul rotoarelor caracterizate de aceeași valoare a solidității. Au fost elaborate trei rotoare, prezentate schematic în figura 2.47, cu o serie de parametri comuni: arie baleiată, soliditate, profil aerodinamic, număr de pale, unghi de înclinație a palelor. Parametrii proprii fiecărui rotor în parte au fost: raportul de aspect, diametrul rotorului, înălțimea rotorului și lungimea corzii (tabelul 2.11).

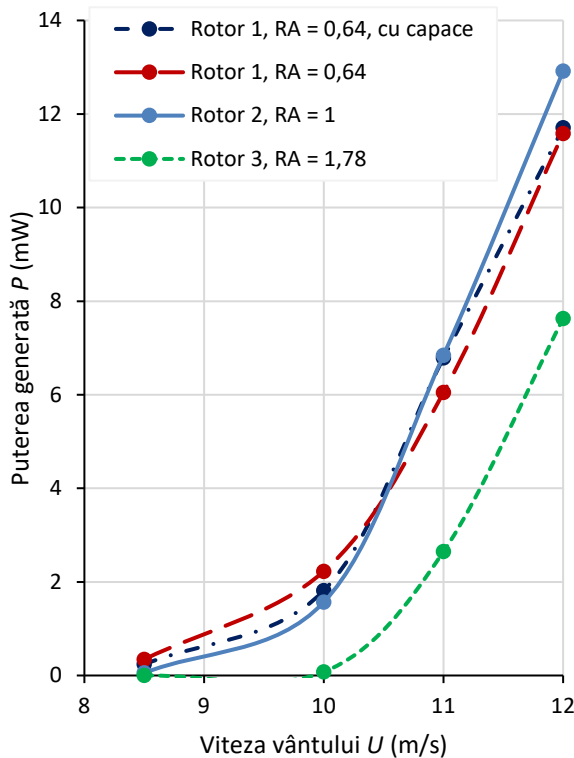


**Fig. 2.47. Reprezentarea schematică a rotoarelor analizate**

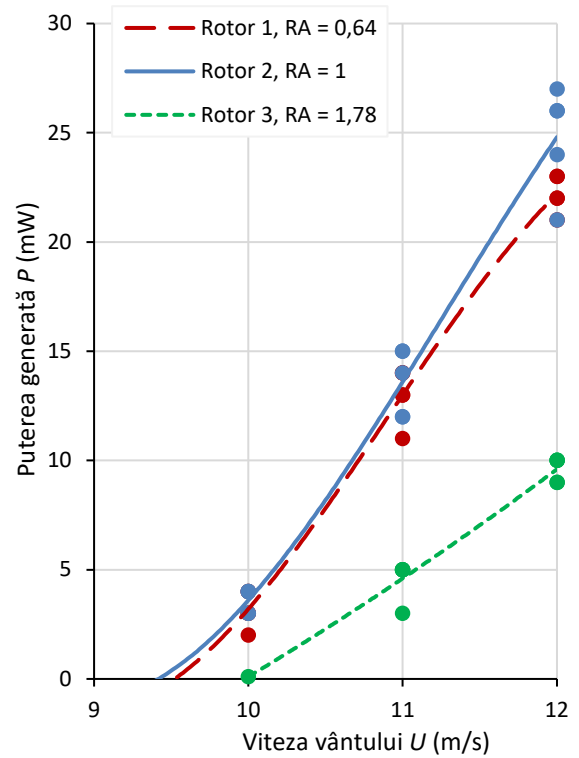
Turbinele au fost supuse fluxului de aer cu generatorul alimentând o sarcină electrică fixă de  $200 \Omega$ . Rezultatele sunt afișate în figura 2.48.a și Anexa 9.a. Confirmarea tendințelor a fost făcută utilizând sistemul de achiziționare a datelor NI Elvis II, rezultatele obținute fiind prezentate în figura 2.48.b și Anexa 9.b.

**Tabelul 2.11. Parametrii constructivi ai rotoarelor**

Parametrul		Numărul rotorului		
		1	2	3
Raport de aspect (/)	$RA$	0,64	1,00	1,78
Înălțimea (m)	$h$	0,320	0,400	0,533
Diametrul (m)	$D$	0,5	0,4	0,3
Soliditatea (/)	$\sigma$	0,375	0,375	0,375
Lungimea corzii (m)	$c$	0,0625	0,05	0,0375
Aria baleiată (m <sup>2</sup> )	$A$	0,16	0,16	0,16
Profil aerodinamic (/)	$PA$	NACA 0018		
Unghi de înclinație (°)	$\beta$	0	0	0
Număr de pale (buc.)	$N$	3	3	3



**a. Sarcina electrică alimentată – fixă**



**b. Sarcina electrică alimentată – variabilă (sistemul NI Elvis II)**

**Fig. 2.48. Influența raportului de aspect pentru rotoarele cu soliditate constantă**

Rotorul 1, cu raportul de aspect al palelor  $RAp$  cel mai mic, a fost încercat cu și fără capace la capetele palelor (figura 2.48.a). Distanța dintre linia perimetrului palei și linia perimetrului capacului a fost de 10 mm. Prezența capacelor nu a adus un impact pozitiv notabil asupra performanței.

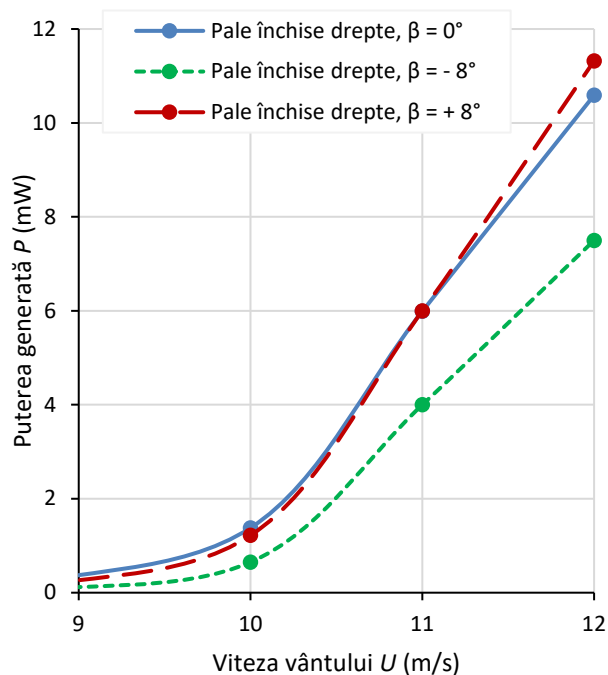
Tendențele favorizează ușor rotorul cu raportul de aspect 1 (rotorul 2) față de rotorul cu raportul de aspect 0,64 (rotorul 1). Raportul de aspect cel mai mare s-a dovedit a fi cel mai puțin eficient. Astfel, conform datelor colectate cu ajutorul sistemului NI Elvis II, la viteza vântului de 12 m/s turbina (1) cu raportul de aspect 0,64 a generat 22,2 mW, turbina (2) cu raportul de aspect 1 a generat 24,8 mW, iar turbina (3) cu raportul de aspect 1,78 – 9,6 mW. În timpul experimentelor rotorul 1 ( $RA = 0,64$ ) a manifestat cele mai puține dificultăți la demarare.

La această etapă putem afirma că în cazul păstrării lungimii constante a corzii, productivitatea turbinei crește proporțional cu raportul de aspect. În cazul păstrării aceleiași solidității, tendințele diferă. Raportul de aspect optim tinde către valoarea 1. De menționat relevanța menținerii fie a solidității sau a lungimii corzii palei constante atunci când este studiată influența raportului de aspect al rotorului asupra eficienței de conversie.

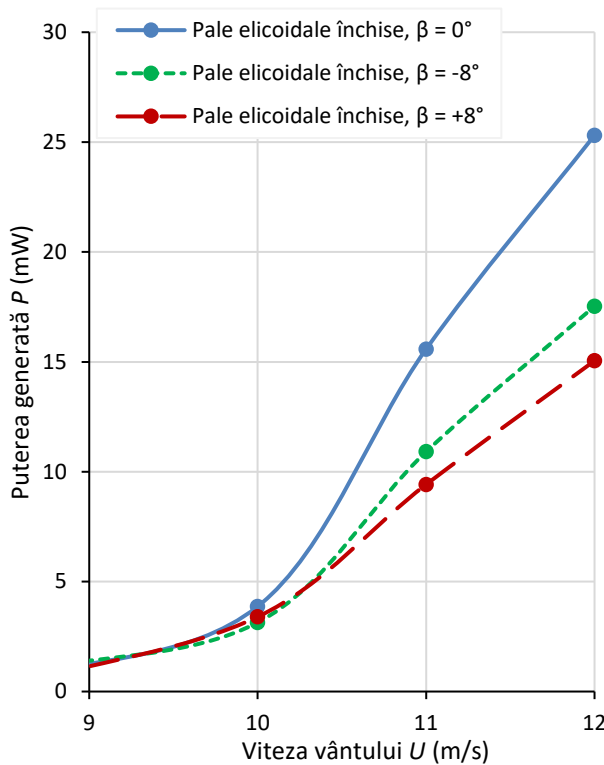
## 2.10. Influența unghiului de înclinație fix asupra performanței

După cum a fost demonstrat pentru cazul turbinelor cu pale drepte asimetrice (paragraful 2.3), puterea generată este influențată de unghiul de înclinație a palelor. În eventualitatea stabilirii unor legități pe baza tendințelor manifestate de diferite rotoare, au fost făcute observații asupra altor trei modele considerate în paragrafele anterioare: rotorul cu pale drepte închise NACA 0018, rotorul cu pale elicoidale închise NACA 0018 și rotorul cu pale drepte deschidere exterior NACA 0018. Parametrii constructivi comuni au fost: aria baleiată, lungimea corzii, înălțimea rotorului, diametrul rotorului, raportul de aspect și număr de pale. Valorile parametrilor sunt prezentate în paragrafele 2.4, 2.5 și 2.6.1.

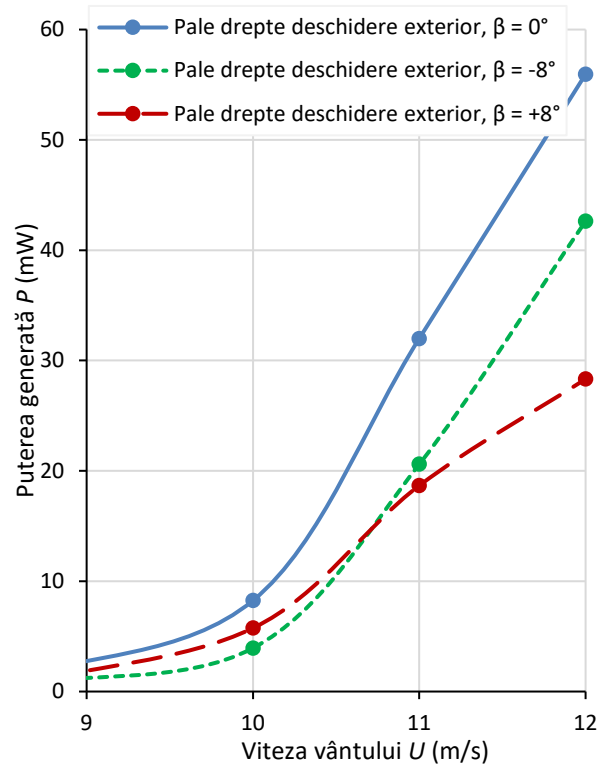
Unghiurile de înclinație adoptate au fost  $+8^\circ$ ,  $0^\circ$  și  $-8^\circ$ . Generatorul a alimentat o sarcină electrică fixă de 200  $\Omega$ . Rezultatele sunt afișate în figurile 2.49, 2.50 și 2.51 și Anexele 10 a, b și c.



**Fig. 2.49. Influența unghiului de înclinație asupra rotorului cu pale drepte închise NACA 0018**



**Fig. 2.50. Influența unghiului de înclinație asupra performanței rotorului cu pale elicoidale NACA 0018**



**Fig. 2.51. Influența unghiului de înclinație asupra performanței rotorului cu pale drepte NACA 0018 deschidere exterior**

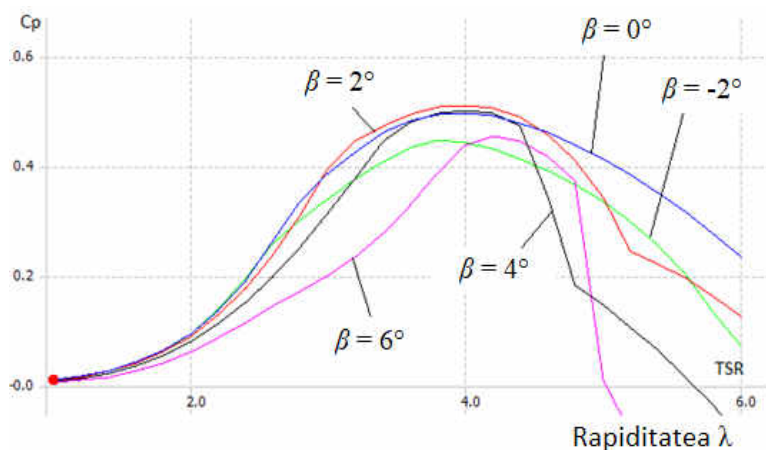
Confirmăm astfel că unghiul de înclinație influențează eficiența rotorului, însă modul în care o face ține de fiecare rotor în parte. Spre exemplu, în paragraful 2.3 (figura 2.16), un unghi  $\beta$  negativ a dus la amplificarea substanțială a eficienței. În cazul palelor elicoidale închise și palelor drepte cu deschidere exterior NACA 0018 (figurile 2.50, 2.51), unghiul de înclinație optim tinde să fie minim. În cazul palelor drepte închise NACA 0018, unghiul de înclinație pozitiv a venit cu productivitatea cea mai ridicată.

Pentru palele drepte NACA 0018 (figurile 2.49 și 2.51), prezența deschiderii la bordul de fugă al palelor a influențat atât eficiența turbinei (fapt argumentat în paragraful 2.6.1), cât și caracterul efectelor unghiului de înclinație asupra puterii generate. Astfel, pentru rotorul cu pale închise, unghiul  $\beta$  pozitiv de  $8^\circ$  a fost cel mai eficient pe când în cazul rotorului cu pale cu deschidere, unghiul de înclinație cu productivitatea maximă a fost de  $0^\circ$ .

Diferența dintre valorile unghiurilor  $\beta$  adoptate mai sus este relativ mare. Figura 2.52 prezintă rezultatele studiului unei turbine cu diametrul și înălțimea egale cu 4,6 m, efectuat cu ajutorul programului QBlade. Profilul aerodinamic utilizat a fost NACA 0018 cu lungimea cozii de 0,2 m. Valoarea Reynolds considerată a fost de 150.000. Aici diferența dintre unghiurile  $\beta$  comparate este mai mică (rezoluție –  $1^\circ$ ). Conform rezultatelor, coeficientul de putere este sensibil și la schimbări mici ale unghiului de înclinație.



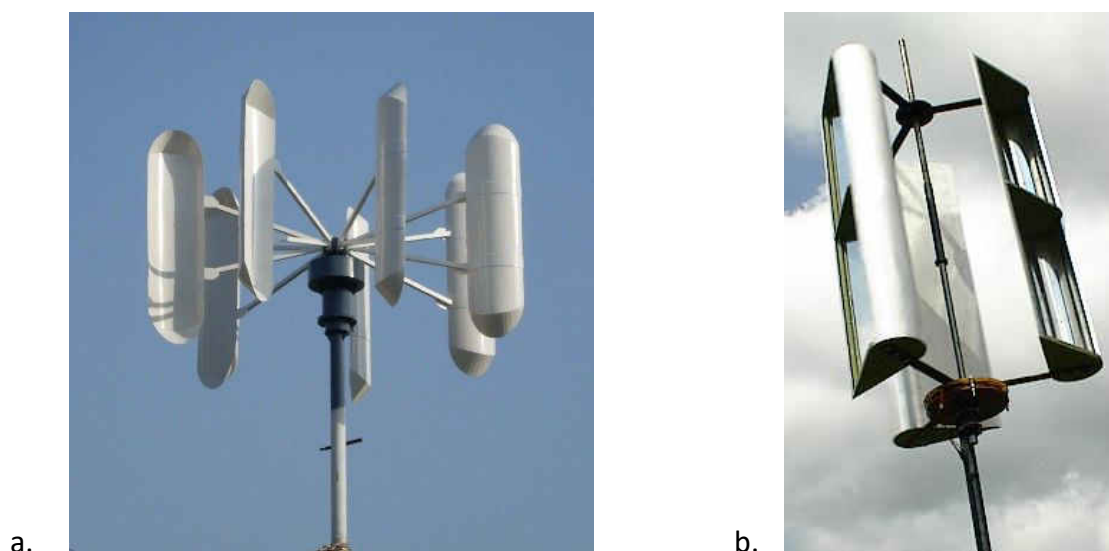
În concluzie confirmăm că stabilirea unghiului de înclinație optim este importantă. Totuși identificarea unei valori optime poate fi considerată către sfârșitul etapei de proiectare-dezvoltare, după ce au fost consumate sursele de optimizare importante cum sunt alegerea profilului aerodinamic, soliditatea, eventual unghiul elicoidal, forma și dimensiunile eventualei deschideri la bordul de fugă, diametrul și înălțimea rotorului. Adoptarea capacelor de la capetele palelor poate fi, de asemenea, considerată către sfârșitul etapei de proiectare.



**Fig. 2.52. Influența unghiului de înclinație asupra  $C_p$  pentru turbina cu pale NACA 0018**

### 2.11. Rotoare cu pale căuș

Unul dintre avantajele turbinelor eoliene cu ax vertical este simplitatea fabricării palelor. Acest lucru se referă în special la palele drepte, pentru care secțiunea transversală nu este definită de un profil aerodinamic clasic, dar de un contur special, adesea ales arbitrar, în formă de căuș, semicerc etc. (figura 2.53).

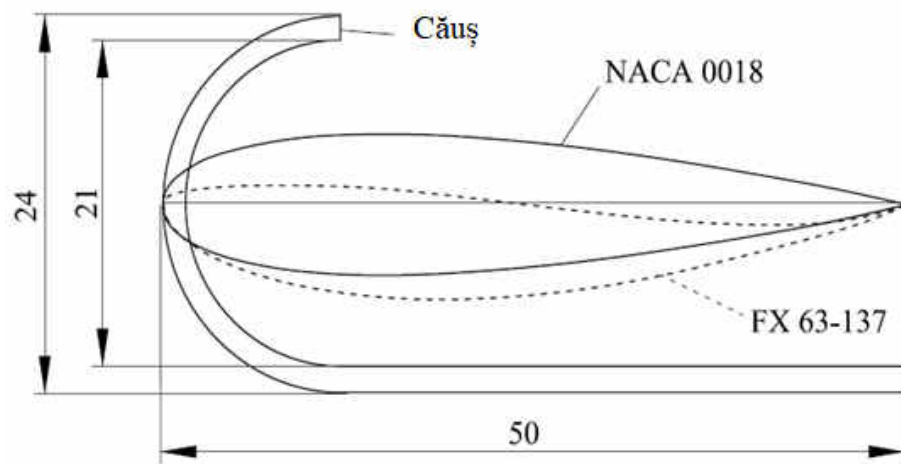


**Fig. 2.53. Turbine eoliene acționate de forța de rezistență [110, 111]**

Tipurile date de pale sunt acționate de forța de rezistență și sunt, în general, simplu de fabricat, aplicarea lor fiind considerată, în special, pentru regiuni cu viteze mici ale vântului. Din studiul expus de Sobor ș. a. [6], amintim că la altitudini mici marea majoritate a teritoriului țării este caracterizat de viteze reduse ale vântului, condiții pentru care sunt potrivite turbinele cu pale

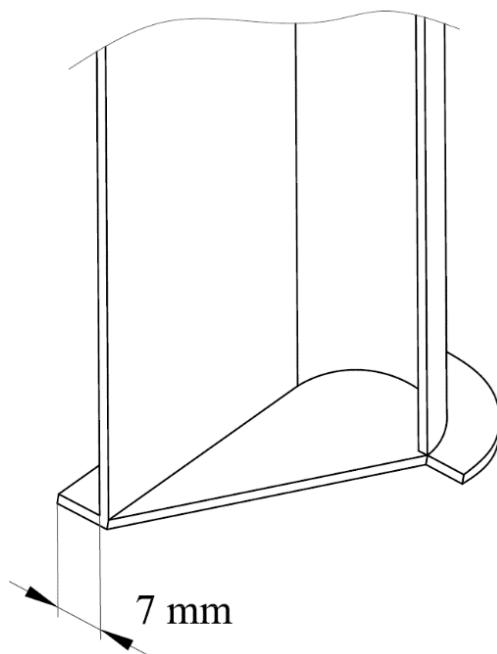
acționate de forța de rezistență. Reieșind din acest context, a fost analizată o turbină cu pale căuș, comparând performanța aerodinamică a acesteia cu cea dezvoltată de două turbine acționate de forțe de portanță - NACA 0018 și FX 63-137.

Au fost fabricate trei pale drepte de tip căuș, cu forma secțiunii transversale și dimensiunile prezentate în figura 2.54. Pentru comparație, în interiorul conturului sunt plasate profilurile aerodinamice NACA 0018 și FX 63-137. Profilul căuș adoptat constă dintr-o linie, la unul din capetele căreia este plasat un semicerc cu diametrul de 24 mm. Grosimea peretelui palei elaborate a fost de 1,5 mm, iar lungimea corzii de 50 mm.



**Fig. 2.54. Profilurile aerodinamice de tip căuș, NACA 0018 și FX 63-137**

Palele căuș obținute au fost prevăzute cu capace la capete (figura 2.55).



**Fig. 2.55. Pale căuș cu capace la capete**

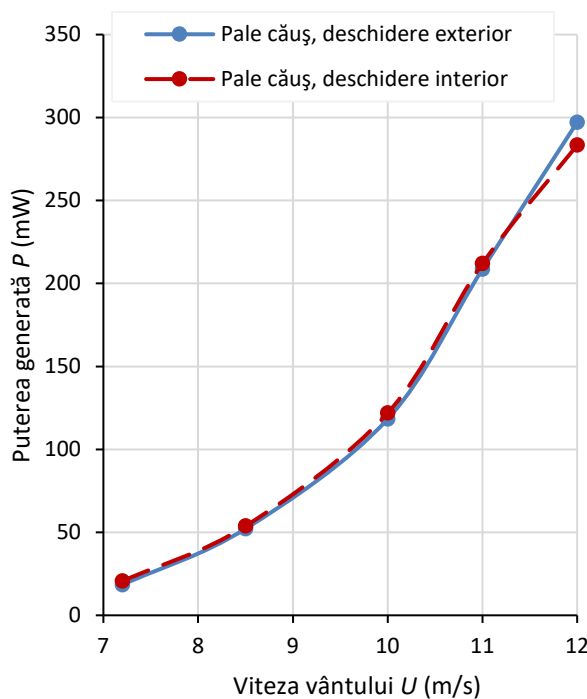
Palele NACA 0018 și FX 63-137 nu au fost echipate cu capace întrucât prezența lor nu a adus un aport pozitiv asupra productivității. Parametrii constructivi principali ai rotoarelor sunt expuși în tabelul 2.12.

Pentru început a fost stabilită orientarea optimă a deschiderii palelor de tip căuș. Într-un caz palele au fost poziționate deschidere exterior, iar în altul deschidere interior. Datele au fost colectate cu ajutorul sistemului NI Elvis II, iar rezultatele obținute sunt afișate grafic în figura 2.56 și tabelar în Anexa 11.a. Valorile medii ale energiei generate de cele două turbine au fost apropiate, cu o excepție la viteza vântului de 12 m/s, pentru care turbina deschidere exterior a generat 297 mW, iar turbina deschidere interior – 283 mW.

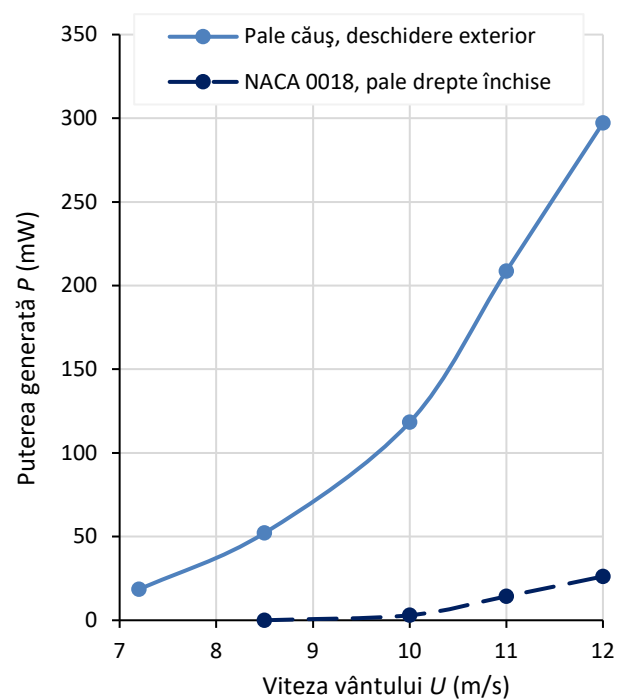
**Tabelul 2.12. Parametrii constructivi rotoarelor cu pale căuș, NACA 0018 și FX 63-137**

Înălțimea rotorului, (m)	$h$	0,4
Diametrul rotorului, (m)	$D$	0,4
Numărul de pale, (/)	$N$	3
Lungimea palei, (m)	$L$	0,4
Lungimea corzii, (m)	$c$	0,05
Aria baleiată, (m <sup>2</sup> )	$A$	0,16
Soliditatea efectivă, (/)	$\sigma$	0,375
Raportul de aspect (/)	$RA$	1
Unghiul de înclinație (°)	$\beta$	0

Performanța turbinei cu pale căuș deschidere exterior a fost comparată cu cea dezvoltată de turbina cu pale NACA 0018. Încercările au implicat sistemul NI Elvis II, iar rezultatele testelor sunt afișate grafic în figura 2.57 și tabelar în Anexa 11.b.



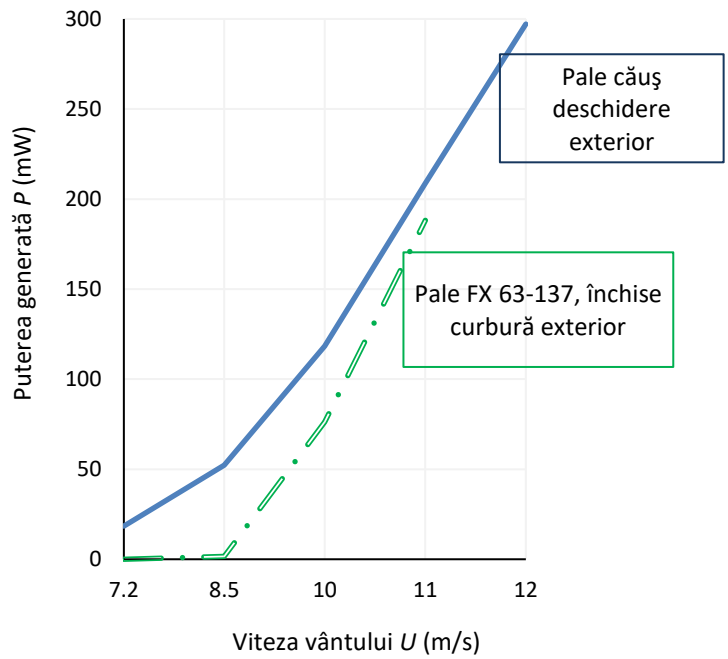
**Fig. 2.56. Performanța turbinelor cu pale căuș, deschidere exterior și interior**



**Fig. 2.57. Performanța turbinelor cu pale căuș și rotorul cu pale drepte închise NACA 0018**

Puterea generată de turbina cu pale căuș a fost mult peste cea produsă de turbina cu pale NACA 0018 pentru toate condițiile vizate. Spre exemplu, la viteza vântului de 12 m/s, turbina cu pale căuș a generat 297 mW față de 26 mW cât a generat turbina cu pale NACA 0018, adică de 11,3 ori mai multă energie. Pe lângă performanța superioară, turbina cu pale căuș a manifestat abilități de demarare excelente, generarea de energie începând la viteza de 4 m/s, pe când în cazul palelor NACA 0018 generarea, într-o cantitate nesemnificativă (3 mW), a început la viteza de 10 m/s.

Eficiența de conversie a turbinei cu pale căuș deschidere exterior a fost comparată cu cea a turbinei cu pale drepte închise FX 63-137 curbură exterior. Rezultatele testelor sunt afișate în figura 2.58. Și în acest caz turbina cu pale căuș a fost mai productivă, în special la viteze mici ale vântului. Astfel la viteza vântului de 11 m/s, turbina cu pale căuș a produs 212 mW, pe când

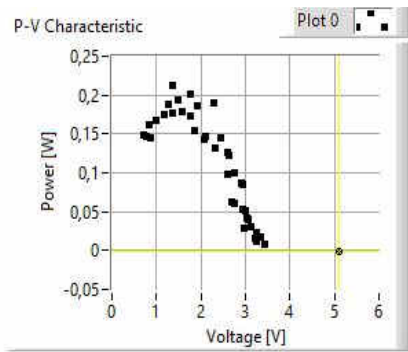


**Fig. 2.58. Comparația dintre turbinele cu pale drepte de tip căuș și FX 63-137**

turbina cu pale FX 63-137 a generat 154 mW. Cu toate că a generat o putere mai mică, tensiunea electrică produsă de turbina FX 36-137 a fost peste cea a turbinei cu pale căuș. Acest lucru a fost proporțional cu numărul de turații al turbinei care, la fel, a fost peste cel dezvoltat de turbina cu pale căuș. Spre exemplu, la viteza fluxului de 12 m/s generatorul turbinei cu pale FX 63-137 a dezvoltat un număr de turații, care a variat în jurul valorii de 990 rpm, pe când în cazul rotorului cu pale căuș curbură exterior, valoarea medie a fost de 630 rpm. În figura 2.59 sunt afișate rapoartele generate de aplicația sistemului NI Elvis II, care prezintă valorile tensiunii, intensității curentului și a puterii dezvoltate de cele două turbine la viteza vântului de 11 m/s. Conform datelor, valoarea ridicată a puterii generate de rotorul cu pale căuș se datorează curentului mare extras de sarcina variabilă a sistemului, tensiunea produsă fiind mai mică decât cea a rotorului cu pale FX 63-137, la fel ca și numărul de turații (neindicat în raport).

În concluzie, afirmăm că pentru cazul rotorului cu pale căuș, orientarea deschiderii profilului aerodinamic nu influențează esențial performanța aerodinamică. De asemenea, palele căuș sunt mai eficiente decât palele NACA 0018 și FX 63-137. Totuși, la viteze ridicate ale vântului, performanța palelor de tip FX 63-137 este comparabilă cu cea a palelor de tip căuș [112].

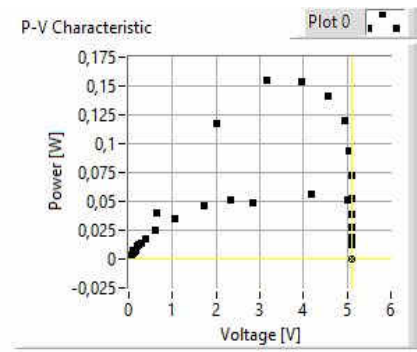
Menționăm că testele au fost făcute pentru valori  $Re$  relativ mici ( $\sim 40.000$ ), pentru care rotoarele cu pale acționate de forța de rezistență sunt în general favorizate.



\*\*\*\*\*  
The used wind turbine was: Pale caush cav. ext. poter  
\*\*\*\*\*

The determined parameters for this measurements are:  
Maximum Voltage, U: 1,373 V;  
Maximum Current, I: 0,155 A;  
Maximum Power, P: 0,212 W.

**a. Rotor cu pale tip căuș curbură exterior**



\*\*\*\*\*  
The used wind turbine was: Pale dr. asim. curb. ext., poi  
\*\*\*\*\*

The determined parameters for this measurements are:  
Maximum Voltage, U: 3,146 V;  
Maximum Current, I: 0,049 A;  
Maximum Power, P: 0,154 W.

**b. Rotor cu pale asimetrice FX 63-136 curbură exterior**

**Fig. 2.59. Valorile tensiunii, curentului și puterii generate de turbine**

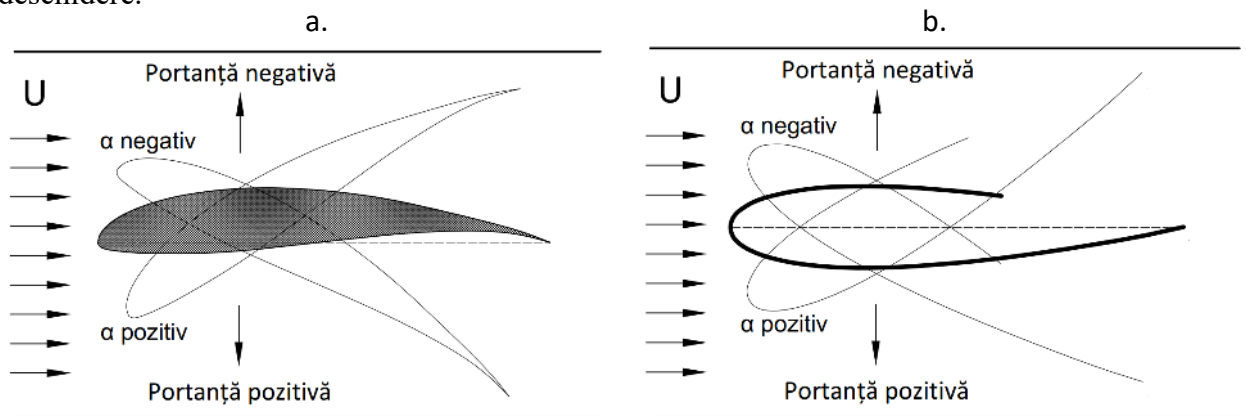
## 2.12. Studiul segmentelor de pală în tunelul de vânt

Turbinele de scară mică testate au operat în condițiile unor valori Reynolds, preponderent, mai joase de 40.000. Este de interes legătura dintre performanța aerodinamică a palei montate pe rotorul eolian cu ax vertical și performanța unui segment de pală, definit de același profil aerodinamic, testat în tunelul de vânt. Această legătură este cu atât mai interesantă cu cât condițiile de operare a palelor în cele două scenarii sunt diferite. Turbina cu ax vertical operează în condiții de curgere turbulentă atunci când elementele de pală, testate în tunel, sunt supuse unui regim de curgere laminar. Pentru a identifica o anumită relație, un set de segmente de pală au fost elaborate și suflăte în tunelul de vânt Gunt HM 170 (figura 2.60) din Laboratorul „Încercări Aero/Hidrodinamice” (Departamentul „Bazele Proiectării Mașinilor”).



**Fig. 2.60. Tunelul de vânt Gunt HM 170**

Segmentele au avut lungimea cozii și înălțimea egale cu 0,1 m, fiind echipate cu capace la capete. Având în vedere valoarea specificată a lungimii cozii, un număr Reynolds de 40.000 poate fi obținut la o viteză a fluxului de 6 m/s (considerând valoarea vâscozității cinematice în condiții normale). Trei segmente de pală au fost realizate: unul în baza profilului NACA 0018, al doilea în baza aceluiași profil însă prevăzut cu deschidere la bordul de fugă egală cu 1/3 din lungimea cozii (adică 0,033 m), iar al treilea segment definit de profilul aerodinamic asimetric FX 63-137. În figura 2.61 este prezentat schematic modul în care au fost poziționate pe rând, în cadrul tunelului, palele definite de profilurile aerodinamice FX 63-137 și NACA 0018 cu deschidere.



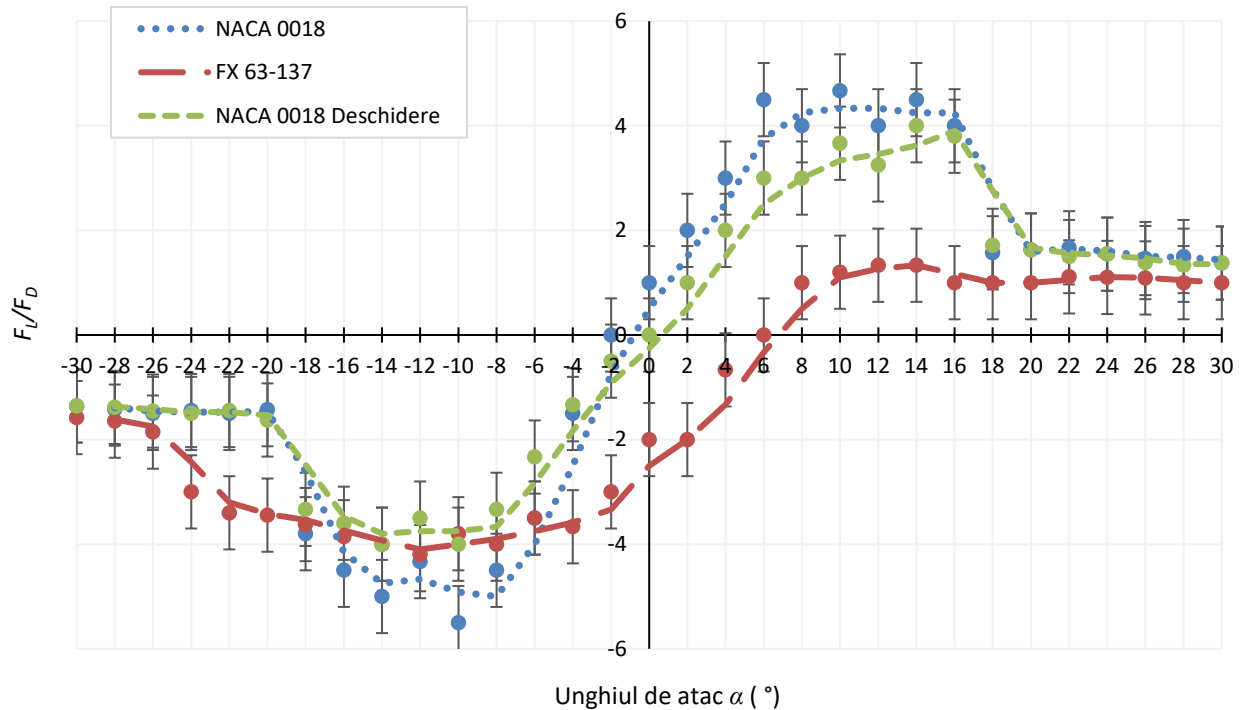
**Fig. 2.61. Poziționarea segmentelor de pală FX 63-137 (a) și NACA 0018 cu deschidere (b) în cadrul tunelului de vânt**

Sistemul de achiziționare a datelor, care însoțește tunelul, permite determinarea forțelor de portanță și rezistență dezvoltate de pală pentru diferite unghiuri de atac și diferite viteze ale fluxului de aer. În figura 2.62 sunt prezentate rezultatele obținute în urma testelor efectuate (tabelar în Anexa 12.a). Drept criteriu de performanță aerodinamică a servit raportul forțelor de portanță și rezistență aerodinamică  $\varepsilon (F_L/F_D)$ .

Datele au fost colectate pentru fiecare două grade ale unghiului de atac  $\alpha$ , în intervalul  $-30^\circ \dots +30^\circ$ , și au fost interpolate cu ajutorul unei linii medii mobile. Intervalul considerat este argumentat de spectrul obișnuit de variație a unghiurilor de atac al palelor în cadrul rotorului eolian cu ax vertical aflat în mișcare de rotație. Este de menționat faptul că valorile performanței aerodinamice obținute, pentru segmentele de pală în tunelul de vânt, depind inclusiv de calitatea suprafeței. Având în vedere că cele trei modele au avut aceeași calitate a suprafeței, tendințele relative ale acestora au fost, în mare parte, funcție de profilul aerodinamic.

Cea mai mică unitate, care poate fi determinată cu ajutorul dispozitivului de achiziționare a datelor, este de 0,01 N. Elementele de pală au dezvoltat forțe cuprinse de spectrul 0 – 0,3 N, care au variat cu 0,01 – 0,03 N pentru fiecare încercare. Date fiind valorile  $F_L$  și  $F_D$  mici și impactul mare generat variația menționată asupra rezultatului raportului  $F_L/F_D$  (în special în cazul

numitorului), performanța aerodinamică stabilită pentru fiecare pală a presupus o marjă de eroare importantă ( $\sim 0,7$  unități  $\varepsilon$ ).

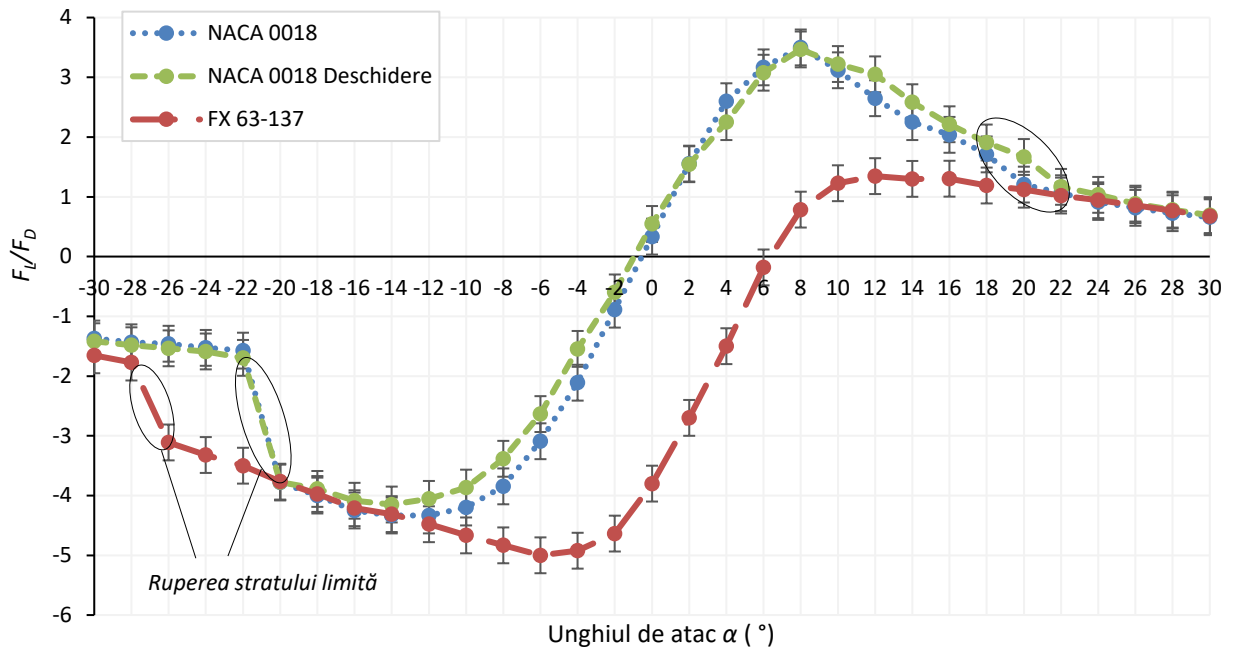


**Fig. 2.62. Raportul forțelor de portanță și rezistență aerodinamică dezvoltat de profilurile aerodinamice pentru diferite unghiuri de atac (viteza 6 m/s)**

Totuși tendințele au putut fi determinate. Elementele de pală, definite de profilul aerodinamic NACA 0018 închis și cu deschidere, au demonstrat o performanță aerodinamică apropiată. Dacă e să desconsiderăm eroarea de măsurare, pala închisă a dezvoltat un raport  $\varepsilon$  mai ridicat, atât pentru unghiurile de atac pozitive cât și pentru cele negative. Astfel, pentru unghiul de atac  $\alpha$  de  $10^\circ$ , pala închisă a dezvoltat un raport  $\varepsilon = 4,67$ , pe când pala deschisă -  $\varepsilon = 3,67$ . Pentru același unghi de atac, pala FX 63-137 a demonstrat un raport redus  $\varepsilon = 1,20$ . De altfel, segmentul dat a demonstrat o performanță aerodinamică comparativ joasă pentru cea mai mare parte a spectrului pozitiv de valori  $\alpha$  ( $\alpha > 8^\circ$ ).

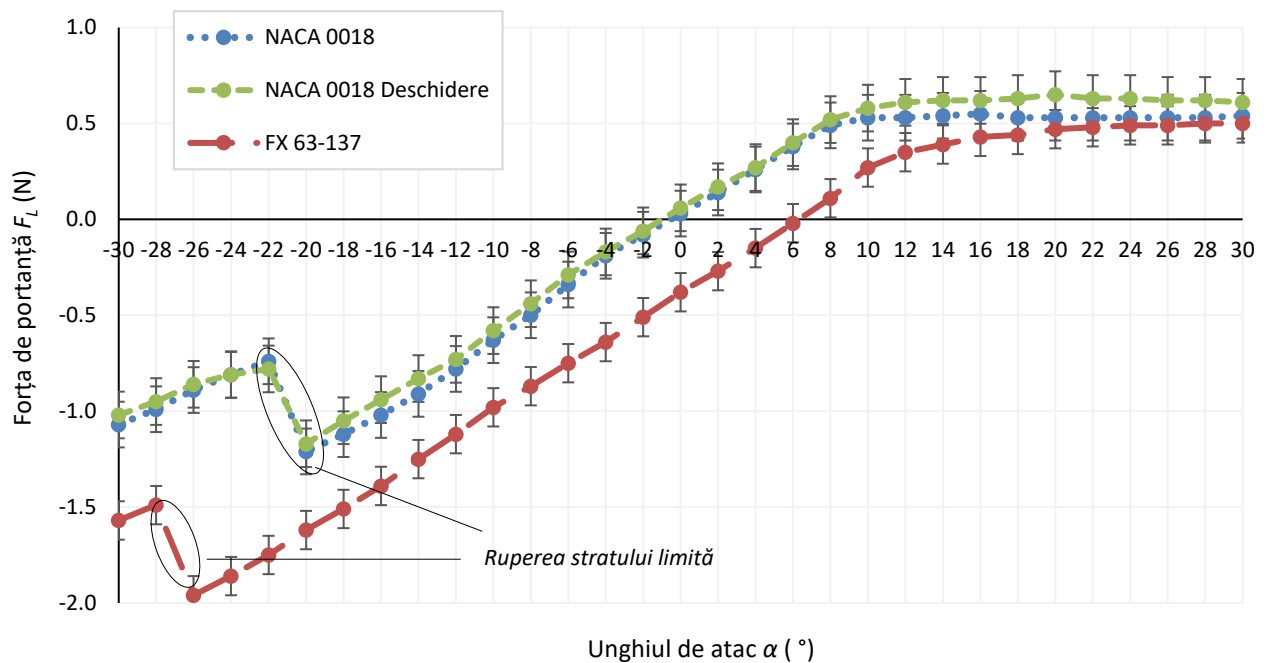
Teste asupra acelorași elemente de pală au fost efectuate pentru viteze ale fluxului de 16 m/s. Având în vedere lungimea corzii, condițiile de curgere au fost caracterizate de un număr  $Re$  de  $\sim 105.000$ , valoare apropiată de cele dezvoltate de rotoarele eoliene cu ax vertical la scară reală. Rezultatele sunt prezentate în figura 2.63 și tabelar în Anexa 12.b.

Spre deosebire de rezultatele anterioare, aici forțele dezvoltate au fost de ordinul unei unități (1N), respectiv, fluctuația valorilor  $F_L$  și  $F_D$  pentru fiecare unghi de atac a avut un impact mult mai mic asupra raportului  $\varepsilon$ . Tendințele generale s-au păstrat, iar caracterul liniilor a devenit mai clar, punctele colectate fiind mai puțin dispersate.



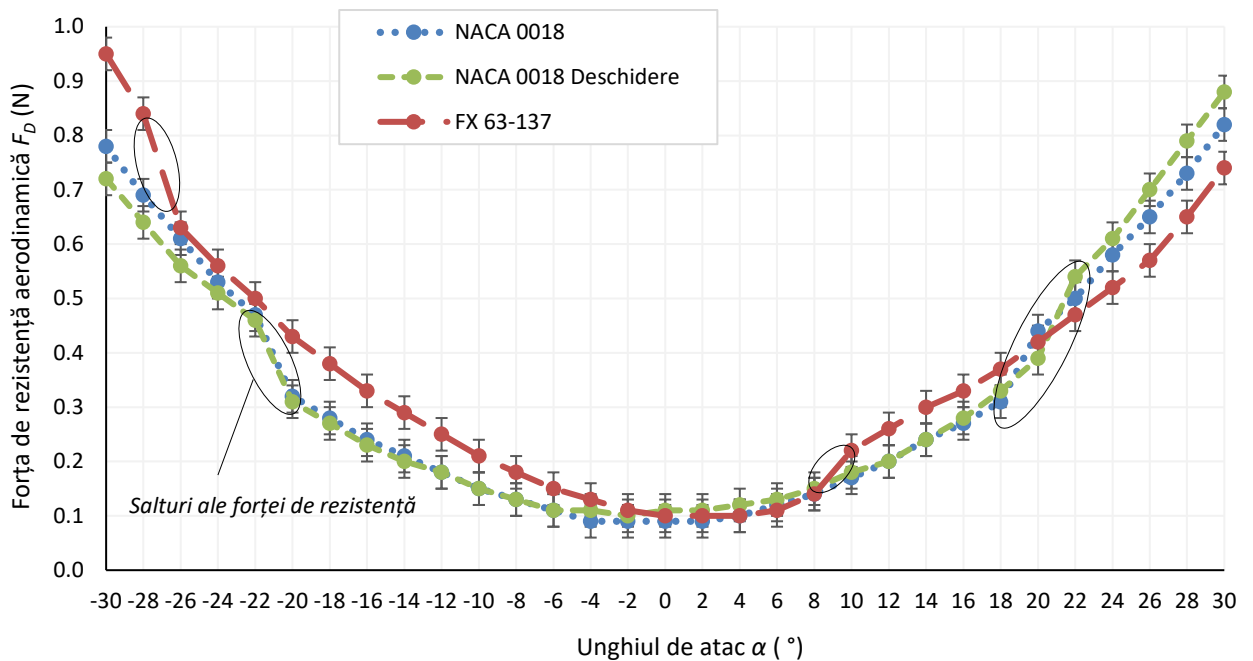
**Fig. 2.63. Performanța aerodinamică a elementelor de pală la viteza fluxului de aer de 16 m/s**

Linia care descrie performanța aerodinamică a palei NACA 0018, a fost apropiată de cea dezvoltată de pala cu deschidere, diferența situându-se în limitele erorii de măsurare ( $\pm 0,3$  unități  $\epsilon$ ). Astfel, putem afirma că o deschidere de  $1/3$  din lungimea corzii  $c$  nu influențează semnificativ performanța aerodinamică a palei. Același lucru poate fi observat, analizând forțele de portanță și rezistență aerodinamică dezvoltate de cele două pale (figurile 2.64 și 2.65), valorile obținute fiind apropiate.



**Fig. 2.64. Forțele de portanță dezvoltate de palele NACA 0018, NACA 0018 cu deschidere și FX 63-137**





**Fig. 2.65. Forțele de rezistență aerodinamică dezvoltată de palele NACA 0018, NACA 0018 cu deschidere și FX 63-137**

Să ne referim în continuare la tendințele demonstrate de palele cu profil NACA 0018 și FX 63-137. Dată fiind forma simetrică a profilului NACA 0018, raportul  $\varepsilon$  pentru unghiurile de atac pozitive a avut un caracter preponderent simetric cu cel dezvoltat la unghiurile de atac negative (figura 2.63). Nu același a fost cazul pentru pala FX 63-137, care, pentru unghiurile  $\alpha > 8^\circ$ , a dezvoltat valori  $\varepsilon$  apropiate de 1. În schimb, pe intervalul unghiurilor de atac negative, modelul asimetric a demonstrat valori comparativ ridicate. Mai mult decât atât, în limitele unghiurilor  $\alpha$   $2^\circ.. -26^\circ$ , modelul FX 63-137 a dezvoltat un raport  $\varepsilon > 3$ , cu un maxim de 4,92 la  $-4^\circ$ . În cazul segmentului de pală NACA 0018, valori  $\varepsilon > 3$  au fost înregistrate între  $-6 .. -20^\circ$  din spectrul  $\alpha$  al aceluiași cadran.

Pentru palele NACA 0018, ruperea stratului s-a produs la unghiurile de atac egal cu  $22^\circ$  și  $-22^\circ$ , fenomen asociat cu creșterea bruscă a forței de rezistență aerodinamică (figura 2.65). Pentru pala FX 63-137, salturi ale forței de rezistență aerodinamică au fost observate pentru unghiurile de atac  $10^\circ$  și  $-28^\circ$ .

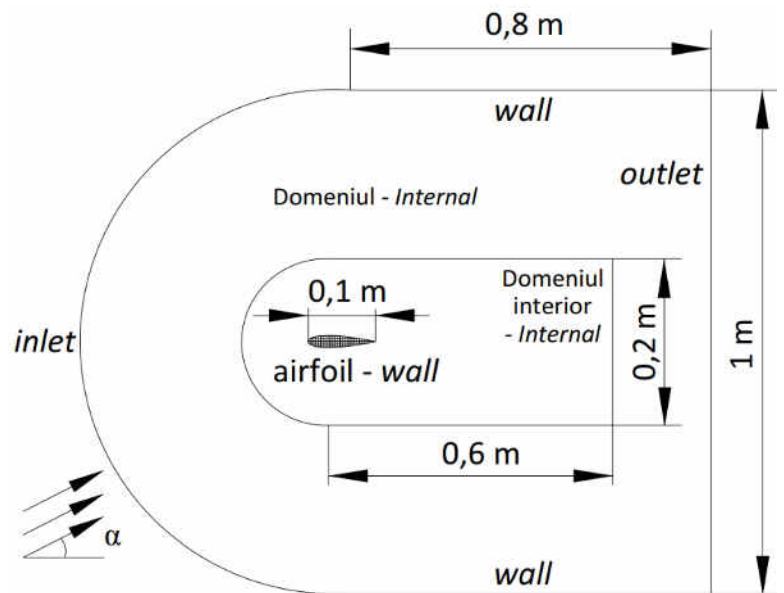
Așa cum a fost demonstrat în paragraful 2.4 (figura 2.19), turbina cu pala FX 63-137 a fost mai productivă decât turbina cu pale NACA 0018. În cazul segmentelor de pală testate în tunelul de vânt, superioritatea palei FX 63-137 s-a manifestat pentru o parte a unghiurilor de atac (figura 2.63). Observăm că pentru o performanță aerodinamică bună pe rotor nu este neapărat necesară o valoare înaltă a raportului  $\varepsilon$ , dezvoltat de pală, pe ambele cadrane ale unghiului de atac, pozitiv și negativ. Un raport  $\varepsilon$  înalt, pentru o parte cât mai mare a unui singur cadran, este suficientă. Caracterul diferit al liniei  $\varepsilon$  pe cadranele  $\alpha$  pozitive și negative ar putea sugera importanța orientării

curburii palei pe rotorul cu ax vertical, o ipoteză care necesită verificare. O altă ipoteză ține de similitudinea tendințelor dezvoltate de cele trei modele de pală pentru ambele valori  $Re$  testate, 40.000 și 105.000. Pornind de aici, e de așteptat un caracter al performanței rotoarelor la scară reală, care operează în condiții  $Re$  ridicate ( $\sim 100.000$ ), asemănător cu cel al rotoarelor la scară mică testate. Cu alte cuvinte, este de așteptat ca turbinele la scară reală, cu pale FX 63-137 și NACA 0018 cu deschidere, să dezvolte o eficiență de conversie superioară turbinei cu pale NACA 0018 închise, așa cum a fost cazul rotoarelor mici. Ipotezele descrise au însă un caracter speculativ, fiind necesară verificarea veridicității acestora.

### 2.13. Studiul CFD al stratului limită dezvoltat pe pală

Să ne întoarcem la elementele de pală NACA 0018, închis și cu deschidere. Pentru a explica similaritatea tendințelor demonstrate de cele două modele, au fost efectuate simulări ale curgerii fluxului de aer în jurul elementelor de pală, utilizând programul ANSYS Fluent. În acest scop, a fost realizat domeniul bidimensional cu caracteristicile geometrice indicate schematic în figura 2.66. Unghiul de atac  $\alpha$  a fost setat drept parametru de intrare care poate fi modificat după necesitate.

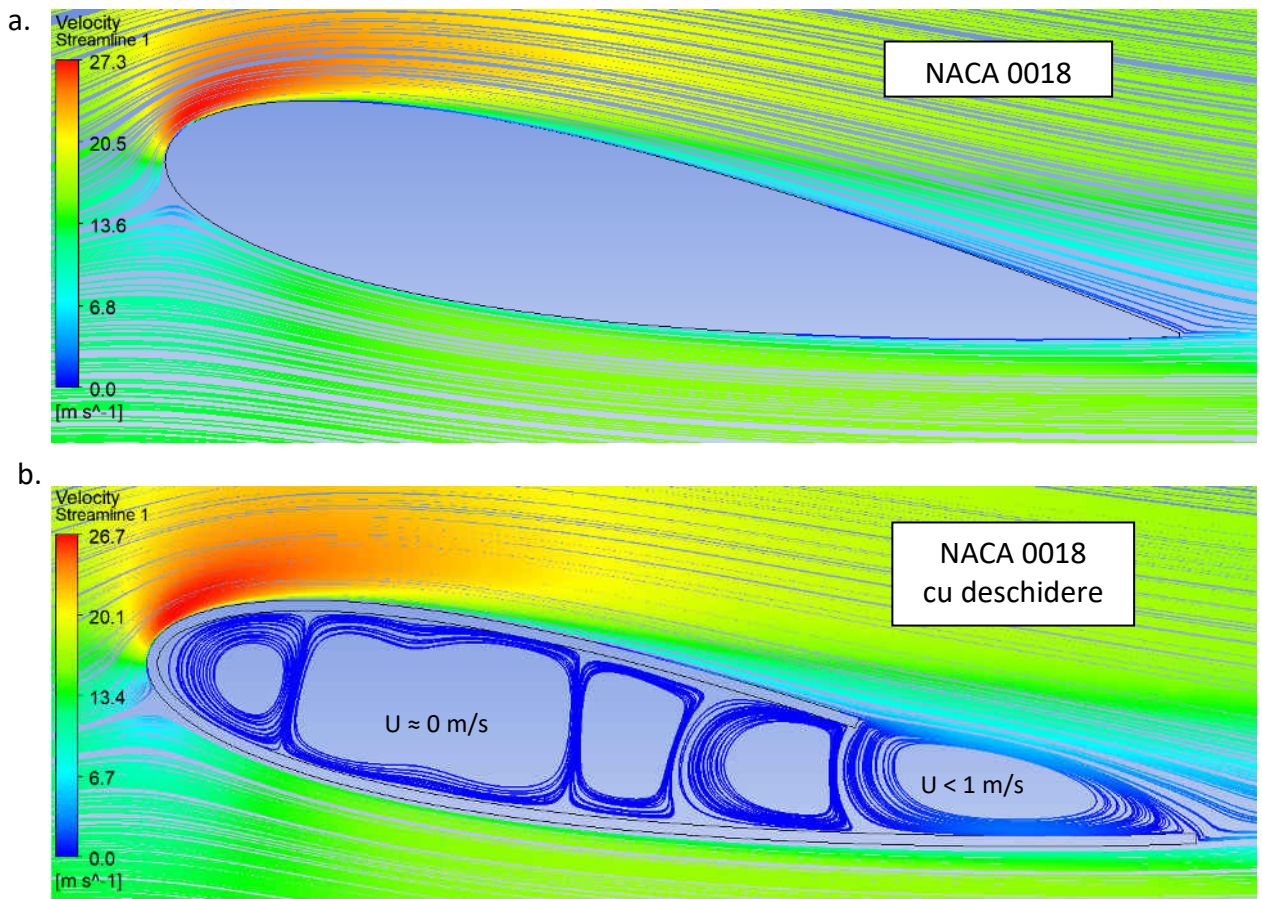
Domeniul a fost discretizat, utilizând metoda „Triangles” cu dimensiunile maxime ale elementelor de 16 mm. Pentru perimetrul profilului aerodinamic a fost utilizată procedura „Edge Sizing” cu dimensiunea elementului de 0,8 mm. De asemenea, a fost aplicată procedura „Inflation” cu opțiunea „Total thickness”: numărul de straturi („Number of layers”) – 11; rata de creștere („Grow rate”) – 1,17; grosimea maximă („Maximum thickness”) – 4 mm. Pentru elementele domeniului interior a fost impusă o limită maximă de 2,5 mm.



**Fig. 2.66. Caracteristicile geometrice și tipul condițiilor limită considerate pentru simularea CFD a domeniului**

La etapa *Setup* a fost adoptat modelul de calcul „Pressure-Based” în condiții constante de curgere („Steady”). Pentru simularea turbulențelor a fost utilizat modelul *K-epsilon Standard* cu opțiunea „Standard wall function”.

Zonele de referință, pentru care au fost specificate condițiile limită (*Inlet*, *Outlet*, *Internal*, *Walls*), sunt indicate în figura 2.66. Pentru *Inlet* a fost adoptată viteza de 16 m/s, iar pentru *Outlet* – *Gauge pressure (Pascal)* – 0. Pentru valorile reziduale maxime ale ecuațiilor, disponibile în secțiunea *Monitors – Residual – Absolute Criteria*, a fost setată o valoare maximă de 0,0001. Aceste setări au fost adoptate pentru ambele profiluri aerodinamice studiate, numărul de elemente fiind de 62.581 pentru modelul profilul NACA 0018 închis și de 64.285 pentru modelul deschis. Rezultate simulării, afișate în figura 2.67, prezintă liniile de curent și distribuția vitezelor în jurul profilurilor de pală.



**Fig. 2.67. Liniile de curent și distribuția vitezelor în jurul palelor NACA 0018 închise (a) și cu deschidere (b), unghiul de atac  $10^\circ$**

Notăm faptul că liniile de curent nu sunt afectate puternic de deschiderea la bordul de fugă, aici fiind format un vârtej cu rolul unei perne de aer, care asigură o formă a profilului apropiată de cea a modelului închis. Viteza fluxului format în regiunea deschiderii este mai mică de 1 m/s, iar în interior viteza este apropiată de zero. Totuși liniile de curent nu sunt identice cu cele dezvoltate de profilul aerodinamic închis, acest aspect fiind reflectat de diferența dintre tendințele grafice demonstrate de cele două modele (figura 2.63), făcând abstracție de la eroarea de măsurare.

Cu toate că performanța aerodinamică a segmentelor de pală NACA 0018, închise și cu deschidere, testate în tunelul de vânt a fost apropiată, palele, definite de același profil aerodinamic, aplicate pe un rotor cu ax vertical, au demonstrat un comportament foarte diferit. Această afirmație pornește de la diferența mare a puterii generate de turbinele echipate cu tipurile date de pale, analizate în paragraful 2.6.1 (figura 2.26). Având în vedere aspectul dat, cel puțin la această etapă, impactul, fie pozitiv sau negativ, al deschiderii palei asupra eficienței de conversie a TEAV, nu poate fi evaluat pe baza studiului segmentelor de pală în tunelul de vânt, ci doar aplicând modelul pe rotor. O altă concluzie este că efectele aerodinamice, care favorizează palele cu deschidere, aplicate pe rotor, se dezvoltă în timpul mișcării de rotație [113].

#### **2.14. Concluzii și constatări**

Studiul prezentat în acest capitol a fost îndreptat cu predilecție către stabilirea modului în care un set de parametri constructivi influențează eficiența de conversie a rotoarelor eoliene cu ax vertical. Parametrii analizați se referă la profilul aerodinamic, unghiul elicoidal, deschiderea la bordul de fugă al palei, raportul de aspect, unghiul de înclinație fix al palei. Având în vedere volumul comparativ mic de date experimentale disponibile în literatura de specialitate, studiul a fost axat pe realizarea de teste, implicând turbine eoliene de scară mică. Au fost, de asemenea, identificate tendințele demonstrate de indicatorii de interes și formulate concluzii.

Principalul indicator de performanță vizat a fost puterea generată și nu coeficientul de putere cum este obișnuit. Pornind de aici, pentru o comparație rezonabilă a fost necesar ca turbinele testate să fie caracterizate de aceiași parametrii principali, excepție fiind parametrii a căror influență a fost cercetată. Parametrii comuni se referă, în special, la aria baleiată, valoarea căreia este proporțională cu puterea generată.

Considerând dimensiunile rotoarelor testate, dar și vitezele fluxului de aer la care acestea au fost supuse, valorile Reynolds, calculate pentru cele mai rapide modele, au trecut ușor de 40.000. Tendințele generale, demonstrate de rotoarele mici, pot fi considerate aplicabile pentru rotoarele de scară mare care operează în spectrul  $Re$  dat. În baza tendințelor menționate au fost formulate o serie de concluzii, expuse sumar în continuare.

- Eficiența de conversie a rotoarelor cu pale definite de profiluri aerodinamice asimetrice poate fi influențată de orientarea curburii profilului, având în vedere că există două opțiuni de poziționare: radial spre exteriorul sau spre interiorul rotorului. În cazul turbinelor cu pale drepte, profil aerodinamic FX 63-137, versiunea curbă exterior a fost mai productivă decât versiunea curbă interior (106 mW generați față de 0,3 mW la 12 m/s). Versiunea curbă interior a fost

optimizată, manipulând cu unghiul de înclinație însă diferența dintre cele două a rămas substanțială (106 mW față de 13 mW la 12 m/s).

- Pentru aceiași parametri constructivi principali, turbina cu pale drepte FX 63-137 curbură exterior a generat o putere de cel puțin 7 ori mai mare decât turbina pale drepte NACA 0018. De aici, alegerea unui profil aerodinamic optim este extrem de importantă în vederea elaborării unui rotor eficient. Este de menționat potențialul profilurilor aerodinamice asimetrice în condițiile unui număr Reynolds relativ scăzut ( $\sim 40.000$ ). Rezultatele obținute vin în contradicție cu cele publicate de Hashem ș. a. [114], care au utilizat modelul de analiză CFD. Autorii indică un coeficient de putere superior al rotorului cu pale NACA 0018 ( $C_p$  0,31) față de FX 63-137 ( $C_p$  0,18). Diferența dintre concluzii ar putea avea mai multe cauze, una fiind legată de numărul Reynolds diferit care a caracterizat curgerea în aceste două cazuri.

- Unghiul elicoidal al palelor rotorului influențează puterea generată. Rotorul cu pale drepte, profil aerodinamic NACA 0018, a demonstrat o putere la ieșire mai joasă decât rotorul elicoidal definit de același profil (35 mW față de 26 mW generați la viteza fluxului de 12 m/s). Pentru cazul profilului FX 63-137, curbură exterior, tendințele s-au inversat: rotorul cu pale drepte a generat o putere mai ridicată decât rotorul cu pale elicoidale (126 mW față de 54 mW la 12 m/s). Reieșind din observațiile făcute, adoptarea palelor elicoidale poate veni fie cu un plus sau cu un deficit de performanță aerodinamică, direcția fiind determinată de profilul aerodinamic ales.

- Optimizarea randamentului a fost urmărită prin adoptarea deschiderii la bordul de fugă al palelor. Două profile distincte au fost testate – NACA 0018 și FX 63-137. De asemenea, au fost considerate două forme diferite ale palelor – drepte și elicoidale.

Există două posibilități de orientare a deschiderii, fie pe interior sau pe exteriorul rotorului. În cazul palelor drepte NACA 0018, indiferent de orientare, palele cu deschidere au adus un plus important de productivitate. Spre exemplu, la viteza de 12 m/s, turbina cu pale cu deschidere pe exterior a demonstrat un randament de 4,3 ori mai mare decât turbina cu pale închise. Pe lângă productivitate, turbinele cu pale deschise au început generarea la viteze mai mici ale vântului. Diferența dintre performanța versiunii deschidere interior și deschidere exterior a fost minimă, notabilă doar la viteza vântului de 12 m/s.

Superioritatea evidentă a palelor cu deschidere a fost confirmată și pentru cazul modelului elicoidal al rotorului cu același profil aerodinamic. Spre deosebire de palele drepte, aici diferența dintre productivitatea modelului cu pale deschidere interior și cea a modelului cu pale deschidere exterior a fost una considerabilă, cea din urmă fiind mai productivă (175 mW față de 143 mW generați la 12 m/s). De aici, orientarea deschiderii poate fi un aspect relevant pentru un anumit tip de pale și mai puțin relevant pentru altul.

Randamentul rotoarelor NACA 0018 este clasificat, începând cu cel mai puțin eficient, în ordinea următoare: rotorul cu pale drepte închise, pale elicoidale închise, pale drepte deschidere exterior, pale drepte deschidere interior, pale elicoidale deschidere interior, pale elicoidale deschidere exterior. Este de notat că pentru acest profil aerodinamic, superioritatea palelor elicoidale față de cele drepte se manifestă atât în cazul palelor închise cât și în cel al palelor cu deschidere. Poziționarea deschiderii influențează în mod diferit performanța. Pentru palele drepte poziționarea optimă este pe interior, iar pentru cele elicoidale - pe exterior.

○ Având în vedere asimetria profilului aerodinamic, palele închise și cu deschidere, definite de versiunea FX 63-137, pot fi dispuse în mai multe moduri în raport cu axa rotorului: pale închise curbură interior, pale închise curbură exterior, pale curbură exterior deschidere interior, pale curbură exterior deschidere exterior, curbură interior deschidere interior și curbură interior deschidere exterior.

Aplicarea deschiderii a fost benefică și în acest caz, atât pentru forma elicoidală a palelor cât și pentru cea dreaptă. Clasificând turbinele cu pale drepte în ordine crescătoare, începând cu cea mai puțin eficientă, avem: turbina cu pale închise curbură interior, pale curbură interior deschidere interior, curbură interior deschidere exterior, pale închise curbură exterior, pale curbură exterior deschidere exterior, în final, palele curbură exterior deschidere interior fiind cele mai performante. De notat că palele curbură interior au fost mult mai puțin eficiente, comparativ cu palele curbură exterior, atât pentru modelul închis cât și pentru cel cu deschidere.

În cazul rotoarelor elicoidale, două modele au fost testate: pale închise curbură exterior și pale deschise pe interior curbură exterior, ultima fiind de peste 2 ori mai productivă.

Dintre toate rotoarele studiate până aici, atât cu pale NACA 0018 și cu pale FX 63-137, cele mai eficiente s-au dovedit a fi rotorul pale drepte asimetrice curbură exterior deschidere interior, urmat de rotorul pale drepte asimetrice curbură exterior deschidere exterior. Noi valori ale lungimii deschiderii ar putea veni cu valori și mai ridicate ale puterii generate, acest aspect trebuie însă studiat.

Prezența deschiderii a fost benefică în cazul ambelor profiluri analizate, pentru fiecare impactul fiind însă diferit, influențat inclusiv de modul de orientare a deschiderii și forma palelor. Efectele pozitive ale deschiderii pot fi explicate de următoare ipoteză. Spre deosebire de palele închise, care teoretic dezvoltă forțe de portanță maxime pentru unghiuri azimutale aflate în regiunea „în vânt” a domeniului de rotație, palele deschise sunt eficiente și în regiunea „sub vânt”, atunci când sunt acționate în mod favorabil de forțele de rezistență aerodinamică. Generalizarea aportului pozitiv al deschiderii pentru cazul altor profiluri aerodinamice nu poate fi făcută la această etapă întrucât este necesară testarea un număr mult mai mare de modele.

○ Raportul de aspect influențează substanțial performanța turbinei. Acest parametru poate fi studiat ținând cont de două posibilități: rotoarele comparate sunt definite fie de aceeași lungime a corzii pentru pale, fie de aceeași valoare a solidității.

Trei rotoare cu pale drepte NACA 0018 au fost testate, primul cu raportul de aspect 0,64, al doilea cu raportul de aspect egal cu 1 și al treilea cu raportul de aspect 1,78. În cazul când palele modelelor au avut aceeași lungime a corzii (50 mm), randamentul turbinei a crescut proporțional cu raportul de aspect.

Tendențele ar putea fi explicate prin prisma a trei supoziții, care necesită validare. Prima ține de raportul de aspect care, din considerente ce trebuie stabilite, tinde să fie proporțional cu randamentul turbinei. A doua ține de soliditatea comparativ ridicată, caracteristică rotorului cel mai eficient ( $RA = 1,78$ ), întrucât pale cu suprafețe mai mari facilitează dezvoltarea de forțe mai ridicate. A treia supoziție ține de efectele care au loc la capetele palelor. Capacele aplicate în vederea atenuării acestor efecte nu au adus îmbunătățiri ale performanței ci dimpotrivă, o ușoară descreștere. Aici însă nu a fost urmărită optimizarea formei capacelor așa cum este recomandat.

Pentru rotoarele cu aceeași valoare a solidității, tendințele au fost diferite. Rotorul mai eficient a fost cel cu raportul de aspect 1 (24,8 mW la 12 m/s). Performanța acestuia a fost urmată de cea a rotorului cu raportul de aspect mic 0,64 (22,2 mW la 12 m/s). Rotorul cu cel mai ridicat raport de aspect 1,78 a demonstrat cea mai slabă productivitate dintre cele trei (9,6 mW la 12 m/s). Aceste tendințe confirmă, într-o măsură, concluziile formulate de Brusca ș. a. [20] privind relevanța numărului  $Re$ .

○ La etapa de proiectare/dezvoltare a rotorului este recomandată stabilirea unghiului de înclinație optim, întrucât randamentul este afectat de acest parametru. Afirmatia vine ca rezultat al observațiilor făcute asupra rotoarelor cu pale profil simetric și asimetric. Stabilirea unei valori potrivite poate fi făcută însă la sfârșitul etapei de proiectare, după ce sunt epuizate sursele importante de optimizare precum alegerea profilului aerodinamic, eventual aplicarea deschiderii la bordul de fugă a palelor sau a unui unghi elicoidal, determinarea solidității și a raportului de aspect optim al rotorului. Profilul aerodinamic este însă punctul de pornire. O versiune optimizată, aplicată palelor drepte, poate anula necesitatea adoptării unui unghi elicoidal în vederea sporirii eficienței. Totuși, este recomandată considerarea avantajelor citate ale modelelor elicoidale privind atenuarea amplitudinii tensiunilor ciclice formate pe rotor și pale.

○ În condiții de viteză redusă a vântului sunt recomandate pale acționate de forța de rezistență. În acest sens a fost studiat un model cu pale de tip căuș, inclusiv, comparându-i performanța aerodinamică cu cea demonstrată de rotoarele cu pale drepte închise NACA 0018 și FX 63-137 curbura exterior. Randamentul dezvoltat a fost mult peste cel al modelului NACA 0018

(297 mW față de 26 mW la 12 m/s), iar la viteze mari, comparabilă, dar superioară modelului FX 63-137 (212 mW față de 154 mW la 11 m/s). Rotorul cu pale căuș a prezentat o capacitate de demarare excelentă, generarea energiei începând la viteze mai mici ale vântului (4 m/s). Orientarea deschiderii, fie pe exterior sau interior, este aproape irelevantă pentru profilul căuș.

○ Observațiile realizate, ca urmare a testelor efectuate, argumentează aplicabilitatea profilului aerodinamic FX 63-137 în detrimentul versiunii NACA 0018. Identificarea profilului aerodinamic optim este primul pas privind realizarea rotorului cu ax vertical. Urmează stabilirea celorlalți parametri constructivi importanți cum sunt soliditatea, raportul de aspect etc. Având în vedere importanța alegerii profilului aerodinamic potrivit, este relevantă dezvoltarea unei baze de date, argumentată de încercări experimentale, care ar conține performanța comparativă a profilurilor aerodinamice aplicate pentru palele turbinelor eoliene cu ax vertical. Identificarea unui profil mai eficient sau deficient, preferabil prin teste experimentale, ar duce la completarea catalogului profilurilor și ar facilita procesul de decizie privind alegerea modelului potrivit.

○ Studiul a avut drept subiecte principale două profile aerodinamice: NACA 0018 și FX 63-137. Aceste versiuni au fost analizate prin prisma diferitor repere conceptuale, tendințele indicând superioritatea netă a modelului asimetric. Există însă o mulțime de alte modele care pot fi studiate. În particular, prezintă interes profilele aerodinamice foarte subțiri, create pentru a opera în condițiile unor valori Reynolds mici. Cu ajutorul imprimantei 3D au fost realizate pale definite de profilul aerodinamic Eppler E63. Grosimea maximă joasă (4,3 %) a prototipurilor a implicat o rigiditate redusă și, în consecință, palele nu au putut fi testate în tunelul de vânt. În figura 2.68 este prezentat un test simplu, în care poate fi observată cu ochiul liber încovoierea palelor NACA 0018 și E63 sub acțiunea greutății proprii. Studiul profilurilor subțiri, cu ajutorul setului experimental aplicat și descris în acest capitol, poate fi facilitat utilizând materiale precum lemnul sau aluminiul în locul materialului plastic de tip PLA.



**Fig. 2.68. Test care indică comparativ gradul de rigiditate a palelor, profil NACA 0018 și E63, fabricate din plastic tip PLA**



- Impactul, fie pozitiv sau negativ, al deschiderii palei asupra eficienței de conversie a TEAV nu poate fi evaluat pe baza studiului segmentelor de pală în tunelul de vânt, ci doar aplicând modelul pe rotor. Efectele aerodinamice, care favorizează palele cu deschidere aplicate pe rotor, se dezvoltă în timpul mișcării de rotație.
- Performanța aerodinamică bună, în termenii  $\varepsilon$ , demonstrată de un segment de pală în tunelul de vânt, este un indice care poate sugera aplicabilitatea profilului pentru palele rotoarelor cu ax vertical, dar nu în mod neapărat. Spre exemplu, pentru unghiurile de atac pozitive, segmentul de pală FX 63-137 a demonstrat rezultate comparativ joase. Aplicate pe rotor însă, palele FX 63-137 au fost mai productive decât palele NACA 0018. Pentru a stabili o eventuală legătură dintre performanța aerodinamică a segmentelor de pală, testate în condiții de curgere laminară, și performanța aceluiași pale, aplicate pentru rotoarele cu ax vertical, sunt necesare teste, care să implice un număr mare de modele.
- Caracterul tendințelor relative, demonstrate de segmentele de pală FX 63-137 și NACA 0018 în condiții Reynolds de 40.000 și 105.000, a fost similar. Acest lucru ar sugera că tendințele demonstrate de rotoarele cu pale FX 63-137 și NACA 0018, stabilite pentru în condiții Reynolds de 40.000, să se păstreze și pentru valori Re de 105.000. Cu alte cuvinte, superioritatea performanței aerodinamice a profilului FX 63-137, demonstrată pentru rotoarele la scară mică, s-ar putea păstra pentru rotoarele de scară aplicativă. La această etapă, afirmația dată are un caracter prezumtiv.

### 3. ASPECTE DE FABRICAȚIE A PALELOR ROTOARELOR CU AX VERTICAL

Principala provocare tehnologică privind fabricarea rotoarelor elicoidale mici sunt palele. Cea mai mare parte din componentele mecanice rămase cum sunt turnul, arborele, brațele de suport, pot fi realizate comparativ simplu în baza semifabricatelor precum țevi. Operațiile de prelucrare pentru ultimele componente enumerate pot fi la fel simple, reduse în mare parte la găurire, tăiere și asamblare prin sudare sau cu șuruburi. Pornind de la aceste condiții, studiul descris în capitol este îndreptat către aspectul tehnologic mai complex – realizarea palelor elicoidale pentru turbinele eoliene mici (< 2 m). Sunt precizate limitările materialelor compozite și analizate soluții care implică lemnul și materialul plastic privind fabricarea palelor. În cazul plasticului a fost dezvoltat un segment de pală din material reciclat și descrise aspectele de fabricație. Au fost simulate condițiile de rotație ale unei pale din plastic și evaluat răspunsul structural, argumentând astfel posibilitatea utilizării lor pentru aplicații reale.

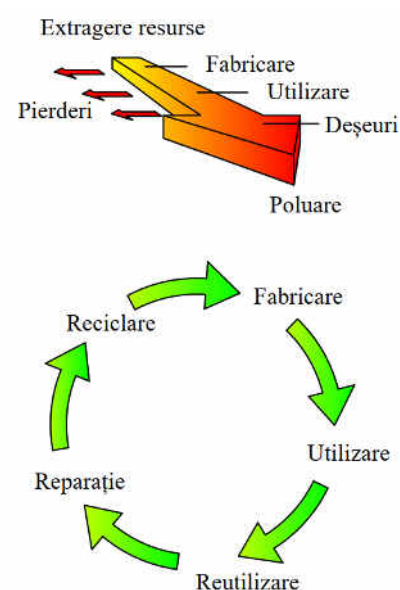
#### 3.1. Principiile privind dezvoltarea rotoarelor cu ax vertical

Crearea conținutului practic, procesele și componentele realizate în vederea atingerii obiectivelor propuse au tins să fie susținute de câteva norme și anume: criteriul sustenabilității, considerarea modelului economic circular, concordanța cu obiectivele de dezvoltare durabilă propuse de Organizația Națiunilor Unite, adaptarea la condițiile și necesitățile RM așa cum prevăd criteriile de elaborare a tezei de doctor stipulate de ANACEC.

Sustenabilitatea sau durabilitatea este capacitatea sistemului de a exista în mod continuu. Dezvoltarea durabilă presupune asigurarea necesităților curente fără a compromite posibilitatea generațiilor viitoare de ași asigura propriul necesar. La nivel local și global modelul economic actual este unul liniar, non sustenabil, deși principiile sustenabilității încep să fie aplicate. Ciclul de viață al celor mai multe produse cuprinde etapele de exploatare/extragere (materie primă) – producere (obiecte) – utilizare (produse) – aruncare (deșeu). Procesul dat este caracterizat de două efecte importante: exploatarea exagerată a resurselor naturale și poluare.

Un răspuns la economia liniară este modelul economiei circulare, prezentat conceptual în figura 3.1. Modelul presupune reutilizarea, reparația și reciclarea produselor considerate deșeu.

Reciclarea elimină, cel puțin parțial, necesitatea exploatării de noi resurse naturale, reducând



**Fig. 3.1. Modelul economic liniar și circular**

implicit cantitatea de deșuri generată. Aici este indicată proiectarea corespunzătoare a produsului, care să presupună o durată mare de viață și o construcție, care să faciliteze înlocuirea și reciclarea componentelor. Este recomandată evaluarea în mod constant a ciclului de viață (engleză – life-cycle assessment), care vine să determine impactul asupra mediului asociat cu fiecare etapă de viață a produsului, procesului sau serviciului generat de o entitate socială/industrială. Conceptele de sustenabilitate și economie circulară sunt analizate amănunțit de Geissdoerfer ș. a. [115].

În septembrie 2015 Adunarea Generală a ONU adoptă Programul de Dezvoltare Durabilă 2030, care are la bază 17 obiective. Pornind de la acestea, sunt elaborate acțiuni care să rezolve problemele globale ale umanității. Spre exemplu, obiectivul numărul 7 adresează problema energiei care trebuie să fie curată și disponibilă pentru fiecare. Obiectivul 12 adresează un mod de producție și consum sustenabil. Obiectivul 13 adresează implicarea urgentă în lupta privind schimbările climatice [116].

Rentabilitatea unei turbine eoliene este condiționată de viteza vântului pentru regiunea în care este instalată, tarifele pentru energia provenită din rețea și costul turbinei. Pentru cea mai mare parte a teritoriului RM, la înălțimi mici vitezele vântului sunt mici. Prețul energiei este, de asemenea, mic comparativ cu media europeană: ~ 0,1 față de 0,2 Euro per kWh (anul 2019). Dezvoltarea unei turbine rentabile în asemenea condiții este o provocare, iar o analiză care ține de acest aspect, este prezentată în lucrare. Cursul lucrării vine să se alinieze și indicațiilor ghidului de perfectare a tezelor de doctor aprobat de ANACEC, care precizează necesitatea concordanței studiilor cu necesitățile și direcția de dezvoltare a țării. Toate reperatele descrise mai sus au servit drept fundament director în generarea conținutului și acțiunilor descrise până aici și în paragrafele care urmează.

### **3.2. Posibilități de realizare a palelor elicoidale**

În capitolul II al lucrării a fost demonstrat potențialul aerodinamic al palelor deschise (figura 2.36). Capitolul III abordează posibilitatea fabricării palelor deschise și închise, cu identificarea elementelor constructive, materialelor și tehnologiilor de producere, fiind analizat, cu precădere, cazul palelor mici < 2 m.

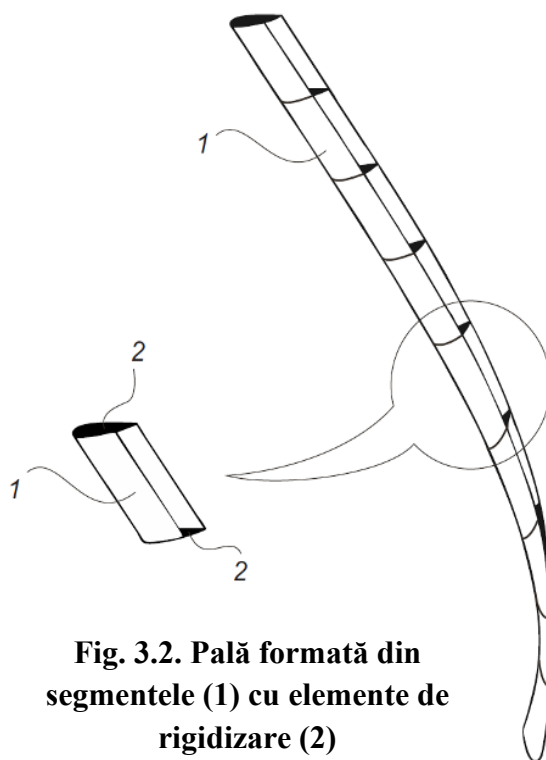
#### **3.2.1. Tehnologiile aditive și materialul compozit**

O soluție constructivă de pală cu deschidere este prezentată în figura 3.2. Modelul este compus din segmentele de pală (1) cu elementele de rigidizare în formă de profil aerodinamic (2). Segmentele sunt așezate cap la cap, formând astfel pala cu lungimea necesară. În prealabil, între elementele de rigidizare (2) și pe suprafața exterioară a segmentelor (1) este așezat materialul compozit. Segmentele (1) și elementele (2) pot fi realizate din plastic prin imprimare 3D [117].

Imprimarea 3D vine cu un avantaj important, argumentat de ușurința, cu care pot fi realizate obiecte cu formă complexă așa cum sunt, spre exemplu, segmentele de pală elicoidale. Tehnologiile 3D cu plastic sunt comparativ sustenabile și relativ ieftine. Imprimantele cu filament topit (FDM) sunt cele mai accesibile și pot fi cumpărate la prețuri, care încep cu 200 – 300 de euro (anul 2020). Fabricarea poate fi realizată local, ceea ce permite diminuarea cheltuielilor și a emisiilor de gaze cu efect de seră, pe care le presupune transportul pieselor cumpărate de la surse diferite. Imprimarea presupune mai puțină risipă de material față de metodele clasice (de exemplu strunjire sau frezare). De aici rezultă un necesar redus de energie pentru obținerea materiei prime.

Dezavantajul principal este viteza mică de lucru. Spre exemplu, un segment deschis ( $1/3 \cdot c$ ) cu lungimea corzii de 160 mm, grosimea peretelui de 1,5 mm și înălțimea de 50 mm a fost imprimat în aproximativ 3,5 ore (figura 3.3). Aici au fost necesare 28 grame de plastic tip PLA, respectiv 3,58 m de filament. În acest ritm, pentru imprimarea a trei pale cu lungimea de 1,5 m fiecare ar fi necesare 315 ore. O asemenea grosime este însă insuficientă pentru o rigiditate satisfăcătoare. Dacă mai adăugăm elementele de rigidizare atunci timpul de imprimare poate crește considerabil. Valorile indicate au fost obținute pentru cazul unei imprimante mici - Ultimaker Original Plus, care a operat în regim de lucru obișnuit: viteză de imprimare de 25 mm/s și grosimea stratului de 0,15 mm.

Piesele din plastic imprimat 3D au o performanță structurală relativ scăzută. Este în special notabilă predispoziția spre dezlipire a straturilor depuse sub acțiunea forțelor exterioare. Palele turbinelor eoliene necesită, în schimb, un grad ridicat de rezistență asigurată cu succes de materialele compozite. În mod clasic, fabricarea de pale cu profil asimetric din materiale compozite necesită două matrițe, una pentru partea de intrados și alta pentru extradados (figura 3.4).

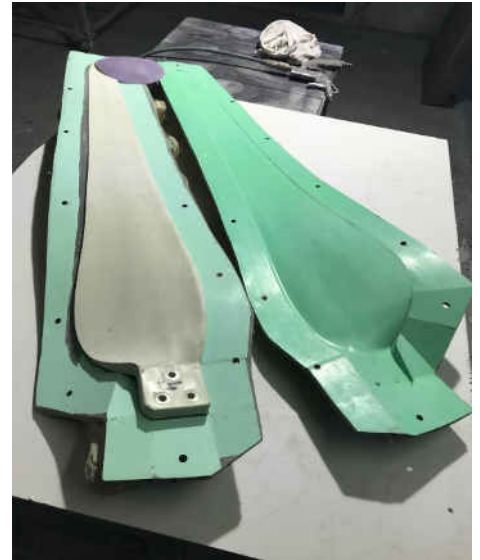


**Fig. 3.2. Pală formată din segmentele (1) cu elemente de rigidizare (2)**

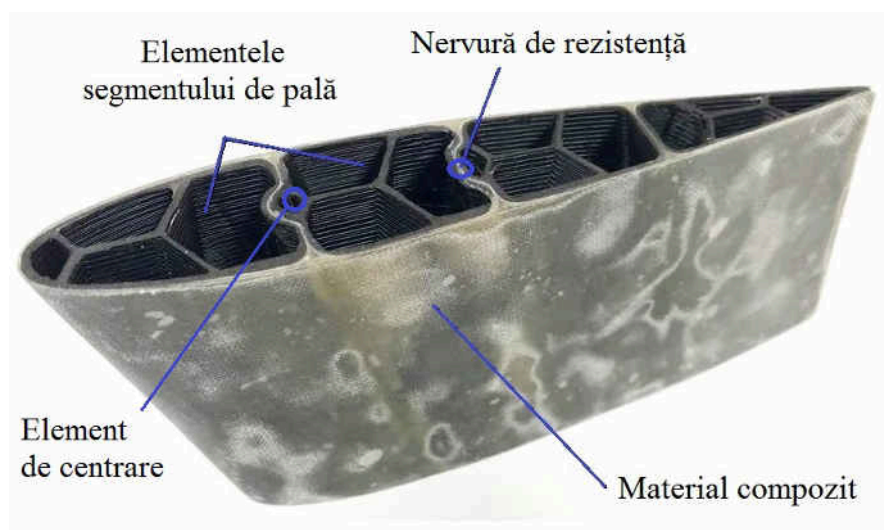


**Fig. 3.3. Segment de pală imprimat**

Îmbinarea tehnologiilor aditive și a materialelor compozite elimină necesitatea de matrițe. Este, de asemenea, anulată necesitatea operațiilor de lipire a părților de intrados și extradados, precum și inserarea longeronului. În figura 3.5 este prezentat un segment de pală obținut prin îmbinarea celor două tehnologii. Modelul constă din patru elemente din material plastic: bordul de atac, două elemente de mijloc și bordul de fugă. Componentele sunt prevăzute cu elemente de centrare care facilitează poziționarea. Acestea sunt înfășurate cu material compozit în bază de fibre de sticlă prelucrat corespunzător. Pala și longeroanele au fost realizate dintr-o singură iterație. În caz de necesitate, la aceeași iterație pot fi adăugate capacele de la capetele palei.



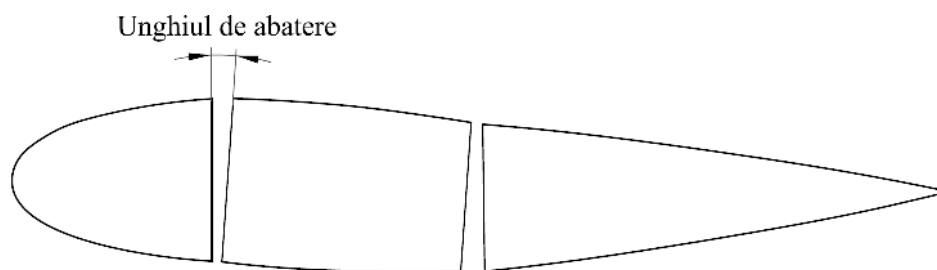
**Fig. 3.4. Fabricarea unei pale din material compozit**



**Fig. 3.5. Segment de pală elicoidal imprimat acoperit cu material compozit (NACA 0018)**

Realizarea acestui segment a scos în evidență aspecte de fabricație, care presupun atenție sporită. Unul ține de neuniformitatea suprafeței, accentuată în figură de diferența de culori (tonuri) pe suprafață. Al doilea ține de abaterea de la forma originală a profilului aerodinamic cauzată de segmentarea palei și contracția neuniformă a materialului în timpul formării (figura 3.6).

Fabricarea palelor, aplicând procedeul descris, vine cu neajunsuri privind sustenabilitatea. În condițiile mediului economic și a tehnologiilor curente este dificilă asigurarea unui ciclu de viață închis pentru un asemenea produs. Una din condițiile reciclării este separarea componentelor obiectului. În cazul prezentat componentele principale sunt: materialul plastic imprimat, fibrele de sticlă și rășina impregnată în fibre.



**Fig. 3.6. Erori apărute la formarea segmentelor de pală din material compozit**

Problema separării poate fi împărțită în două. Una ține de separarea plasticului de materialul compozit, iar a doua ține de separarea rășinii de fibrele de sticlă, care formează materialul. Prima poate fi rezolvată prin aplicarea de adaosuri (ceară) la interfața dintre plastic și compozit, care să permită demularea. De asemenea, elementele pot fi proiectate astfel încât să fie facilitată desprinderea de materialul compozit. Astfel de soluții nu au fost prevăzute în exemplul din figura 3.5, aici segmentul fiind un test de validare a conceptului. Separarea rășinii de fibrele de sticlă este un proces dificil și unul dintre aspectele care îngreunează asigurarea unui ciclu de viață închis.

### 3.2.2. Reciclarea materialelor compozite

Tehnologiile existente de reciclare a materialelor compozite sunt încă în fază incipientă de dezvoltare. Una din piedici ține de mediul economic actual, care presupune generarea de profit în urma reciclării, respectiv, a unui produs final cu valoare de piață ridicată. Cadrul legislativ este, de asemenea, important. Aici poate fi aplicată obligativitatea reciclării propriilor produse de către companii, micșorarea taxelor plătite de entitățile care se ocupă de reciclare etc.

Soluțiile tehnologice de reciclare a compozitelor, aplicate comercial sau cercetate, sunt abordate pe larg de Job, Brown ș. a. [118-120] și sintetizate mai jos:

- *Mărunțirea mecanică* – materialele compozite tocate sunt sortate după mărime și utilizate drept umplutură sau material pentru armare în construcții. Utilizarea drept umplutură nu este economic avantajoasă întrucât materialele tradiționale (nisipul sau praful de calcar) sunt comparativ ieftine și disponibile. Mărunțirea presupune un cost ridicat, argumentat de cantitatea mare de energie necesară. Metoda este considerată, în special, la procesarea materialelor compozite în baza de fibre de sticlă. Performanța structurală a fibrelor este afectată de proces.
- *Piroliza* – este procesarea termică a materialelor compozite între limitele de temperatură 450 - 600°C. Procesul se desfășoară în lipsă sau cu foarte puțin oxigen. Rășina este separată de fibrele de sticlă sau carbon și transformată în ulei sau gaz, care în mod obișnuit arde, uneori cu recuperare de energie. În dependență de procedeul specific de piroliză, fibrele pierd din proprietățile structurale comparativ cu cele ale materialului inițial. În cazul carbonului, pierderile

sunt între 4 – 85% din rezistența la rupere inițială, iar pentru sticlă - între 52 – 64%. Fibrele cu proprietăți reduse pot fi îmbinate cu fibre noi și utilizate pentru sisteme, care nu presupun performanță structurală ridicată. Aici devine problematică asigurarea sustenabilității. Pentru fibrele de sticlă, valoarea redusă a produsului final nu justifică cheltuielile energetice ridicate.

- *Dizolvare chimică* – presupune utilizarea de solvenți încălziți la o temperatură stabilă pentru dizolvarea rășinii și separarea de fibre. Dezavantajele metodei țin de necesitatea de echipament special rezistent la coroziune și impactul de mediu negativ al solvenților. La ziua de azi dizolvarea chimică rămâne încă o metodă experimentală.

- *Utilizarea în cuptoare de producere a cimentului* – materialele compozite în baza fibrelor de sticlă pot fi tocate și inserate în cuptoarele de producere a cimentului unde rășina este arsă, servind drept sursă de energie, iar fibrele de sticlă servesc drept aditivi în clincherul de ciment.

În mod ideal este urmărită recuperarea a 100% din materialele inițiale, atât la nivel cantitativ cât și calitativ. În mod practic este indicată tendința către această țintă. Actualmente, asigurarea unui ciclu de viață închis pentru elementele din material compozit rămâne o problemă nerezolvată pe deplin.

### **3.3. Soluții alternative de materiale și procedee de fabricație a palelor**

Pe lângă opțiunea descrisă mai sus, care implică materialul plastic imprimat 3D și materialul compozit (împreună sau aparte), palele mici pot fi fabricate din lemn, metal sau plastic prelucrat cu alte tehnologii decât cele ce țin de imprimare 3D. În această secțiune sunt abordate considerații privind palele din lemn și plastic.

#### **3.3.1. Proprietățile lemnului și principii de utilizare**

Alegerea tipului de lemn potrivit pentru pale ține de un set de cerințe față de greutate, rezistență, durabilitate, disponibilitate și cost. Este important de verificat dacă speciile de lemn vizate nu sunt periclitate, vulnerabile sau pe cale de dispariție conform Cărții Roșii a Republicii Moldova [121] și/sau Listei Roșii a Uniunii Internaționale de Conservare a Naturii (International Union for Conservation of Nature - IUCN Red List) [122].

Densitatea lemnului influențează în bună măsură proprietățile fizico-mecanice și, implicit, greutatea materialului. Acest lucru se referă, în particular, la densitatea aparentă (material cu pori), care depinde de specie și nivelul de umiditate conținut. Densitatea reală (stare comprimată) este aproape aceeași pentru toate speciile 1,55 gr/cm<sup>3</sup> [123, p. 44], [124, p. 28].

Fiind un material anizotrop, rezistența mecanică a lemnului este condiționată de orientarea fibrelor în raport cu direcția solicitării. Sunt, de asemenea, importante aspecte precum specia, gradul de umiditate conținut (în general, relație invers proporțională cu rezistența), temperatură

(dependență invers proporțională), defectele de structură (noduri, fisuri), tipul solicitării (compresiune, întindere, încovoiere, forfecare). În mod obișnuit, rezistența la compresiune și duritatea materialului crește proporțional cu valoarea densității aparente. Rezistența la încovoiere depinde însă de natura lemnului [123, p. 55]. Limita de rezistență la oboseală a lemnului solicitat la încovoiere este aproximativ 20 – 40% din valoarea rezistenței la încovoiere în regim static, iar pentru torsiune valorile sunt situate între 40 – 80% [125, p. 92].

Durabilitatea este proprietatea materialului de ași păstra proprietățile naturale în timp și depinde de specie și condițiile de păstrare sau de lucru. Clasele de durabilitate sunt determinate conform standardului EN 350:2016 [126]. Degradarea lemnului este generată de atacul ciupercilor și al insectelor. Atacul este favorizat de factorii externi precum variația ciclurilor de umiditate – uscare, temperatură ridicată – joasă. Aceste alternări provoacă crăpături, în care pot pătrunde spori ciupercilor [125, p. 101]. Crăpăturile dezvoltate pe suprafață facilitează, de asemenea, pătrunderea apei. În cazul palelor, umiditatea reținută în interiorul structurii poate cauza dezechilibrul rotorului și, respectiv, bătaii în timpul rotirii. Durabilitatea piesei din lemn poate fi extinsă semnificativ prin ardere superficială și/sau prelucrarea periodică a suprafeței cu substanțe protectoare. În contextul protecției mediului sunt indicate substanțele de origine naturală (de exemplu, ulei din semințe de in), biodegradabile și non-toxice.

Utilizarea rațională a lemnului poate fi considerată o acțiune sustenabilă, apropiată de principiile economiei circulare. Fiind un material biodegradabil, odată scos din uz și compostat, lemnul servește drept sursă nutritivă pentru următoarele generații de plante. Aici este important ca materialul să nu fie contaminat și/sau combinat cu elemente și substanțe dăunătoare mediului. Utilizarea lemnului trebuie să fie însoțită de acțiuni paralele de plantare și îngrijire de copaci. Este necesară respectarea unor principii sustenabile precum „Tai/utilizez un capac, plantez și îngrijesc zece în loc”.

E dificilă identificarea unui tip de lemn pentru fabricarea de pale, care să satisfacă pe deplin toate cerințele expuse la începutul paragrafului. Condițiile însă pot fi clasificate, începând cu cele prioritare, întâietate fiind acordată criteriilor care presupun mai puțină flexibilitate:

1. Disponibilitate și nivelul de vulnerabilitate al speciei utilizate;
2. Greutatea;
3. Rezistența;
4. Durabilitatea;

Printre speciile răspândite în Republica Moldova se numără cele de salcâm, stejar, fag, frasin, carpen, tei, arțar, nuc, sălcioară, ulm, plop, glădiță, pin, molid. Nici una dintre acestea nu este menționată în ultima ediție a Cărții Roșii (2015). Proprietățile lemnului variază în dependență



de zonă și condițiile în care cresc copacii. Tabelul 3.1 prezintă valorile limită și medii pentru speciile întâlnite în regiune.

**Tabelul 3.1. Proprietățile diferitor specii de lemn [123, 124, 127]**

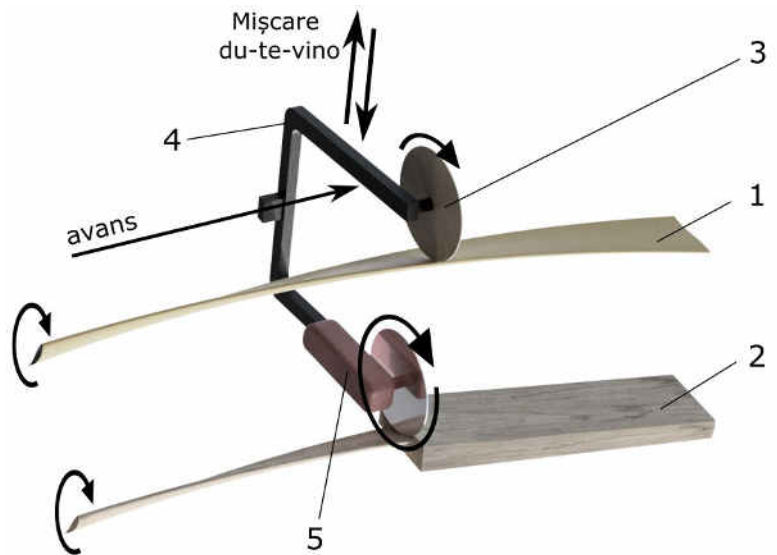
Specia	Densitatea aparentă în stare uscată (umiditate conținută – 0%) [g/cm <sup>3</sup> ]		Rezistența la încovoiere, umid. 12%, solicitare paralelă cu fibrele) [M/mm <sup>2</sup> ]	Durabilitatea naturală față de ciuperci fără prelucrarea suprafeței [clasa]
	limite	media		
Molid	0,31 – 0,50	0,41		Puțin durabile [IV]
Brad	0,30 – 0,56	0,43	49-66-136	Puțin durabile [IV]
Plop	0,32 – 0,61	0,47		Nu este durabil [V]
Pin	0,31 – 0,65	0,48	35-87-206	Durabilitate medie [III]
Tei	0,33 – 0,62	0,48		Nu este durabil [V]
Arțar	0,48 – 0,74	0,61		
Fag	0,45 – 0,79	0,62	63-105-180	Nu este durabil [V]
Frasin	0,41 – 0,82	0,65		Durabile [II]
Stejar	0,46 – 0,88	0,67	46-91-154	Foarte durabile [I]
Nuc		0,67		
Salcâm		0,73		Durabile [II]
Cireș				Foarte durabile [I]

Conform datelor din tabel, speciile din familia coniferelor (molid, brad) au densitatea comparativă cea mai joasă. Este de menționat durabilitatea relativ scăzută a acestora (clasa IV). Fabricarea palelor din lemn de conifere este recomandată de studiile citate de Tummala ș. a. [63, p. 1359]. Aceste specii, originare de import, sunt pe larg disponibile pe piața RM. Este dificil de identificat însă originea exactă. Conform Listei Roșii IUCN pentru Europa 50% dintre speciile de brad și 90% dintre cele de pin nu periclitare (ianuarie 2021) [122]. Printre pericolele, care există totuși, cele mai importante țin de incendii și utilizarea internațională la scară mare. Neștiind exact originea și specia disponibilă, este încurajată utilizarea de lemn local unde, conform agenției Moldsilva, domină speciile de foioase (97,8%, [128]). Argumentarea mai are la bază încurajarea economiei locale și motive de mediu întrucât importul lemnului din regiuni îndepărtate implică emisii cauzate de transport. Ținând cont de faptul că suprafața țării este puțin împădurită (12,7% anul 2020, [129]) utilizarea lemnului trebuie să fie însoțită de acțiuni paralele de plantare.

### 3.3.2. Posibilități tehnologice de fabricare a palelor din lemn

Palele din lemn pot fi realizate în mai multe moduri: manual prin cioplire, prin frezare cu mașini cu comandă numerică (CNC), prin copiere cu mașini semi-automatizate. În figura 3.7 este prezentată o schemă conceptuală de realizare a palelor elicoidale prin copiere. Pala de copiat 1 și semifabricatul din lemn 2 sunt prinse fiecare de câte două fălci la capete, cu posibilitatea de rotire. Numărul de rotații este același pentru ambele piese și cuprinde valori între 5-20 rpm. Pe suprafața palei de copiat 1 este dispus discul de copiat 3 prins de brațul 4. De același braț 4 este prins un

polizor unghiular 5 al cărui disc are același diametru cu cel al discului de copiat 3. Viteza de debitare a discului polizorului 5 este maximă, atunci când viteza de rotație a discului de copiat 3 rezultă din rotația palei 1. Viteza constantă de rotație a palei de copiat 1 și a semifabricatului 2 cauzează o mișcare du-te-vino pe verticală a brațului 4 împreună cu discul 3 și polizorul 5. Caracterul mișcării alternative du-te-vino

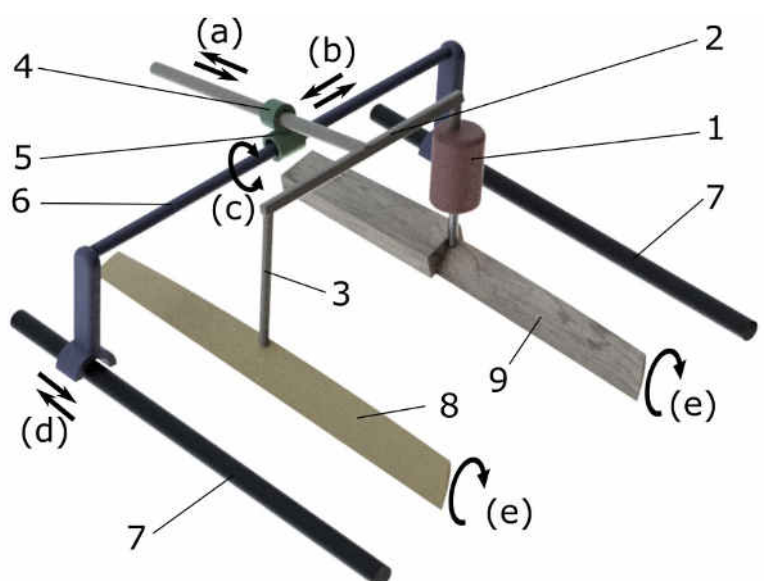


**Fig. 3.7. Schema procesului de fabricare a palelor elicoidale prin copiere. Versiunea 1**

este determinat de forma palei 1, imprimată în acest mod pe semifabricatul 2. Mișcarea de avans pe orizontală asigură copierea formei palei 1 pe întreaga lungime a semifabricatului 2. Avansul pe lungime, la o rotație a palei, nu trebuie să depășească valoarea grosimii discului polizorului 5.

O altă versiune posibilă este prezentată în figura 3.8. În calitate de organ de lucru servește mașina de frezat 1 echipată cu o sculă de formă cilindrică cu cap sferic. Mașina de frezat 1 este fixată rigid de brațul 2 de care este atașat și acul de copiat 3. Forma vârfului acului 3 este identică

cu cea a sculei mașinii de frezat 1 (sferică). Brațul 2, are un grad de libertate asigurat de lagărul 4 care facilitează mișcarea du-te-vino (a). Lagărul 4 este fixat rigid de lagărul 5, care oferă alte două grade de libertate, facilitând mișcarea liniară (b) și circulară (c). Lagărul 5 este montat pe bara fixă 6, așezată la rândul său pe două ghidaje 7, care permit mișcarea liniară (d). Acul de copiat 3 se poate mișca, fiind ghidat de forma suprafeței palei de copiat 8. Legat rigid de mașina de frezat 1 prin intermediul brațului 2, acul de copiat 3 imită forma palei 8 și impune mișcarea după formă



**Fig. 3.8. Schema procesului de fabricare a palelor elicoidale prin copiere. Versiunea 2**

prin intermediul brațului 2, acul de copiat 3 imită forma palei 8 și impune mișcarea după formă

mașinii de frezat 1, care prelucrează semifabricatul din lemn 9. În caz de necesitate, atât pala 8 cât și semifabricatul 9 pot fi rotite (e) cu aceeași viteză unghiulară, asigurând accesul atât pe extradados cât și intrados. Manipularea cu mașina de frezat 1 este asigurată de către un operator. Spre deosebire de cazul precedent, prezența operatorului este indispensabilă pe toată perioada fabricării.

Ambele posibilități de fabricare descrise sunt potrivite pentru realizarea de pale închise. Primul model de fabricare, expus mai sus, oferă un grad de automatizare mai ridicat, comparativ cu cel de-al doilea. Ambele însă presupun la început operații manuale de instalare și la final șlefuire, prelucrarea capetelor și vopsire. Inițial, palele de copiat pot fi realizate din lemn prin frezare cu mașini CNC, din plastic prin imprimare 3D sau alte soluții. În figura 3.9 este prezentat un model de pală dreaptă de copiat, executat prin tăiere cu laser din placaj cu grosimea de 6 mm. Segmentele în formă de profil aerodinamic sunt prevăzute cu un orificiu, în care este introdusă o tijă filetată. Rolul tijei este de a ordona elementele și a asigura rigiditatea întregului model. Pala obținută în acest mod are mici neregularități, în special la



**Fig. 3.9. Segmente de pală obținute prin tăiere cu laser**

bordul de fugă. Acestea sunt însă ușor înlăturate prin șlefuire manuală. Totuși acul sau discul de copiat poate deteriora structura în regiunea bordului de fugă și în cauză - imprimarea greșită a formei a piesei copiate. În acest sens sunt necesare acțiuni suplimentare de rigidizare.

Modelul de fabricare descris și prezentat în figura 3.7 este adoptat de producătorii de elice din lemn pentru avioanele mici. În acest sens sunt menționate specii precum cele de mesteacăn (în special pentru textură), mahon, arțar (pentru rezistență), cireș și nuc [130]. Elicele sunt realizate din lemn laminat format de obicei din 5 - 9 straturi cu grosimea de ~ 2 cm. Prelucrarea suprafeței palei poate fi făcută cu uleiuri naturale, precum cel din semințe de in aplicat în câteva straturi (~ 5 straturi, până la saturație). Atenție trebuie acordată adezivilor utilizați pentru laminare întrucât unele substanțe pot avea efecte dăunătoare asupra sănătății și mediului. Spre exemplu, rășinile uree-formaldehidice și fenol-formaldehidice utilizate în acest scop sunt potențial cancerigene, conform datelor oferite de Institutul Național al Cancerului din SUA [131].

### **3.3.3. Tipurile și proprietățile materialului plastic**

Materialul plastic este un element important în economia modernă cu valoare argumentată de prețul mic, versatilitate și performanță. În acest paragraf sunt prezentate detaliile ce țin de

proprietăți, disponibilitate, sustenabilitatea plasticului în vederea identificării unei soluții privind fabricarea de pale.

Materialul plastic poate fi clasificat după mai multe criterii. În dependență de origine, există plastic realizat din substanțe naturale sau fosile. Substanțele naturale se referă, spre exemplu, la amidonul de porumb sau cartof, uleiuri și grăsimi vegetale, rumeguș de lemn etc. Plasticul de tip PLA utilizat pe larg pentru imprimarea 3D este de origine naturală.

O altă clasificare ține de comportamentul plasticului privind postprocesarea. Aici avem material de tip termoplastic, termoreactiv și elastomeri.

**Materialle termoplastice** pot fi topite, solidificate și iar topite într-o serie stabilită de cicluri în limită căreia plasticul este reciclabil. Materialul termoplastic este clasificat în funcție gradul de cristalinitate. Există plastic cu structură complet cristalină, amorfă sau o combinație dintre cele două – semi-cristalină. Spre exemplu, pentru un anumit tip de plastic, structura cristalină poate acoperi de 60% din volum. Gradul de cristalinitate depinde de tipul materialului și metoda de procesare [132].

În cazul plasticului amorf, plasticizarea se produce pentru un spectru lărgit de temperaturi. Materialul este caracterizat de stabilitate dimensională, rezistență bună la impact, adeziune ridicată și coeficient scăzut de contracție termică.

Pentru plasticul semi-cristalin temperaturile de topire sunt exacte. Materialul este definit de rezistență chimică înaltă, rezistență comparativ bună la deformații, stabilitate la temperaturi ridicate, adeziune redusă și coeficient de contracție ridicat [132], [133, p. 16].

Tipul specific de material termoplastic poate fi stabilit cu ajutorul numerelor de identificare poziționate într-un triunghi și imprimate pe produsele din plastic:

- PET sau PETE (Polietilenă tereftalată), cu numărul de identificare 1, este un material durabil, rezistent la abraziune, radiație ultravioletă, umiditate și factori externi. Materialul are densitatea egală cu  $1,38 \text{ g/cm}^3$  și temperatura de topire  $250 - 255^\circ\text{C}$ , utilizat la producerea buteliilor de apă răcoritoare, funii, recipiente pentru medicamente etc. [134, 135].
- HDPE (Polietilenă de densitate ridicată), identificat cu numărul 2, este utilizat la producerea de țevi, recipiente pentru mâncare și băuturi, șampon, detergenți, etc. Materialul este rezistent la acțiunea factorilor chimici, umiditate și impact. Temperatura de topire variază între  $130 - 135^\circ\text{C}$  iar densitatea între  $0,94 - 0,97 \text{ gr/cm}^3$  [133, p. 16], [135].
- PVC (Policlorură de vinil), cu numărul de identificare 3, este utilizat la fabricarea de țevi, rame pentru ferestre și uși, diferite tipuri de ambalaje. Se găsește în forme rigide și flexibile. Temperatura de plasticizare a versiunii rigide este de  $90^\circ\text{C}$  iar temperatura de procesare  $160 - 180^\circ\text{C}$  [133, p. 82]. Ca pentru oricare tip de plastic, este contraindicată arderea acestuia întrucât

sunt eliminate substanțe toxice. Este rezistent la coroziune, substanțe chimice, factori externi și are proprietăți de auto-stingere.

- LDPE (Polietilenă de densitate joasă), cu numărul de identificare 4, este întâlnit sub formă de ambalaje, inclusiv pentru produse alimentare, întrucât este compatibil cu cele mai multe tipuri. Temperatura de topire este situată între 110 – 120°C iar densitatea între 0,91 – 0,93 gr/cm<sup>3</sup> [133, p. 16].
- PP (Polipropilenă) – numărul de identificare 5, este utilizat la producerea tacâmurilor, țevi, pai pentru băuturi. Temperatura de topire este situată între 160 – 180°C și densitatea 0,86 gr/cm<sup>3</sup> [136].
- PS (Polistiren) – identificat cu numărul 6, este întâlnit în formă rigidă sau spongioasă cu temperatura de descompunere între 100 – 300°C. Materialul este utilizat la producerea de tacâmurilor de unică folosință, cutii pentru CD-uri. Versiunea expandată este utilizată pentru ambalaje și termoizolare. Reciclarea polistirenului este dificilă și nerentabilă. Stirenul este considerat ca fiind potențial cancerigen [137].

**Plasticul termoreactiv** trece în stare solidă o singură dată, la reîncălzire își pierde proprietățile. Câteva tipuri reprezentative clasei sunt:

- Rășina epoxidică utilizată în special la producerea de materiale compozite;
- Fenoplastul (engleză phenolic resins) utilizat la fabricarea de mânere rezistente termic sau a compozitelor laminate formate cu hârtie, bumbac, fibre de sticlă sau așchii de lemn;
- Poliuretanul (PU) care poate fi flexibil sau rigid, utilizat drept adeziv sau material pentru etanșare. Versiunile spongioase sunt folosite pentru izolație termică, umplutură etc.

**Elastomerii** sunt materiale polimerice elastice utilizate la producerea de roți, diferite tipuri de cauciuc, materiale pentru termoizolare etc. De obicei elastomerii sunt materiale termoreactive însă sunt întâlnite și versiuni termoplaste.

Procesarea materialului plastic presupune cunoașterea a trei valori de temperatură. Temperatura de tranziție vitrosă sau plasticizare – temperatura pentru care plasticul devine moale când este încălzit sau fragil odată răcit. La o temperatură numită de topire, materialul devine fluid. La o temperatură eventual diferită, numită de descompunere, lanțurile moleculare se rup, formând componentele inițiale. Acest lucru poate aduce deteriorări serioase materialului. În dependență de tip, plasticul poate fi definit de toate trei temperaturi, fie de două sau chiar una. Spre exemplu, fenoplastul, fiind termoreactiv, este caracterizat doar de temperatura de descompunere > 220°C.

Cu referire la principiile sustenabilității, este important de știut sau determinat dacă plasticul utilizat este reciclabil, degradabil, biodegradabil sau compostabil. În principiu, toate tipurile de material plastic, ca și restul produselor, sunt degradabile dacă procesul nu este limitat

de timp. Degradarea are loc fie la interacțiunea cu anumiți solvenți sau în condiții externe specifice. Plasticul este considerat ca fiind biodegradabil dacă degradează în constituenți organici precum apa, bioxid de carbon sau biomasă într-o limită stabilită de timp (de obicei standardizată) și condiții de mediu obișnuite. Cea mai mare parte a plasticului utilizat de zi cu zi nu este biodegradabil. Plasticul compostabil degradează în constituenți organici însă sunt necesare condiții speciale care trebuie menținute pe toată durata procesului. Un material compostabil nu e neapărat biodegradabil. Spre exemplu plasticul tip PLA este degradabil, nu este biodegradabil însă este compostabil [138].

Există două căi dezvoltate de reciclare a plasticului: reciclarea fizico-mecanică și chimică. Reprocesarea poate fi făcută de un număr limitat de ori (în dependență de tipul de plastic, în jurul valorii 10). Odată cu creșterea numărului de cicluri, materialul pierde din proprietățile inițiale. Plasticul poate fi folosit ulterior în alte scopuri pentru care proprietățile scăzute sunt acceptabile (downcycling). Există și o a doua posibilitate, când materialul este transformat în produs de calitate mai ridicată comparativ cu cea inițială (upcycling). Reciclarea poate fi un proces relativ simplu în cazul anumitor tipuri de plastic (exemplu HDPE, PP etc.) sau complicat și costisitor pentru altele (PS). O opțiune utilizată în cazul cel din urmă este incinerarea în condiții controlate și producerea de energie termică.

#### **3.3.4. Posibilități tehnologice de realizare a pieselor din plastic la scară mică**

În mod normal, prelucrarea și realizarea pieselor din plastic este făcută în condiții industriale. Procesarea în condiții de casă sau la scară mică este mai puțin răspândită, însă există soluții. Membrii comunității „Precious Plastic” au dezvoltat o serie de echipamente de procesare a plasticului la scară mică iar proiectele de execuție, împreună cu toată informația necesară pentru procesare, au făcut-o disponibilă online, în mod gratuit, spre a fi utilizată de oricine. Câteva dintre echipamentele dezvoltate într-o primă fază sunt afișate în figura 3.10. De la stânga la dreapta este prezentată mașina de tocat, mașina de extrudat, mașina de injectat și cuptorul cu mașina de presat.



**Fig. 3.10. Mașinile de prelucrare a plasticului reciclat. De la stânga la dreapta: mașina de tocat, mașina de extrudat, mașina de injectat, mașina de presat (sursa: Precious Plastic)**

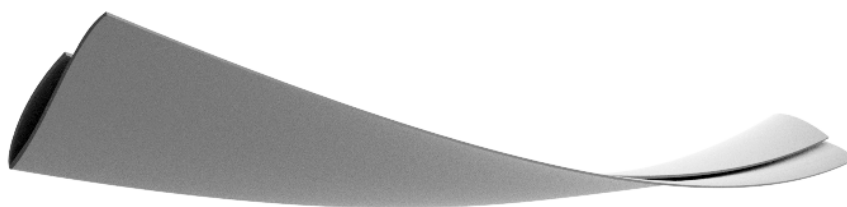
Scopul mișcării inițiate de Precious Plastic este diminuarea efectelor poluării cu plastic, reducerea dependenței reciclării față de companiile specializate mari care reprocesează plasticul sau reciclarea în regiuni unde companiile menționate nu există sau nu fac față cantității mari. De asemenea, este propusă valorificarea plasticului în scopul ridicării calității vieții, în special în țările în curs de dezvoltare, crearea afacerilor în baza produselor din plastic reciclat. Date fiind instrucțiunile disponibile, echipamentele dezvoltate pot fi construite relativ ușor, cu resurse puține, inclusiv de persoane cu o calificare medie. Informații referitoare la proiect împreună cu aspectele tehnice pot fi găsite pe adresa <https://preciousplastic.com/>.

Mașina considerată indispensabilă pentru prelucrarea plasticului este mașina de tocat. Tocarea este o operație necesară pentru asigurarea unei consistențe interne și de suprafață uniforme a piesei fabricate. Prezența defectelor precum porii reduc potențialul structural al materialului. După tocare, plasticul poate fi supus operațiilor de extrudare, injectare, presare. Metoda de procesare este determinată de forma și proprietățile produsului final. Echipamentele prezentate, fiind de scară și putere redusă, pot fi utilizate la fabricarea de obiecte relativ mici.

### 3.4. Fabricarea palelor din plastic reciclat

Având la bază opțiunile de procesare și de material descrise, a fost analizată posibilitatea fabricării de pale elicoidale din plastic. Studiul a avut drept subiect un model cu înălțimea de 1,5 m, lungimea – 1,59 m, lungimea corzii – 0,15 m și grosimea peretelui de 0,003 m. Pala considerată este definită de profilul aerodinamic asimetric FX 63-137 curbura orientată pe exterior și deschidere la bordul de fugă pe interior, cu lungimea de 1/3 din lungimea corzii sau 0,05 m (figura 3.11).

Studiul a fost organizat în două etape. Într-o primă fază, pentru validarea conceptului și a posibilității de fabricație, a fost elaborat un segment de pală elicoidal. În faza secundă a fost analizat răspunsul structural al palei din plastic la solicitările provocate de procesul de rotație.



**Fig. 3.11. Modelul CAD al palei elicoidale**

Echipamentele de procesare a materialului plastic au fost puse la dispoziție de către organizația obștească „Tinerii pentru EcoPlastic” din Chișinău. Adoptarea opțiunii dispozitivelor mici pentru fabricarea segmentului de pală a avut drept scop validarea ideii că palele din plastic pot fi fabricate local, la scară mică, eventual în condiții de casă, anulând indispensabilitatea

procesării industriale. Setul de echipamente a inclus mașina de tocat, mașina de extrudat și mașina de presat la cald. Reieșind din disponibilitate, pentru realizarea segmentului a fost propusă următoarea cale tehnologică: tocarea materialului, realizarea unei foi prin presarea la cald a materialului tocat urmată de presarea la rece a foi aflate într-o matriță care imprimă forma palei.

Datorită posibilității de reciclare și a disponibilității pentru fabricarea segmentului de pală a fost considerat materialul termoplastic. Opțiunile posibile au inclus tipurile HDPE, LDPE, PP și PET. Încercările de procesare a materialului PET cu echipamentul disponibil au eșuat din cauza imposibilității asigurării condițiilor stricte pe care le presupune procesul (cu referință la temperatură și presiune). Opțiunea LDPE a fost, de asemenea, înlăturată. Tipul dat de plastic este disponibil sub formă de pungi, iar tocarea unui asemenea produs este dificilă. Procesarea LDPE poate fi făcută evitând tocarea însă în acest caz nu poate fi asigurată uniformitatea structurii interne. Dintre opțiunile rămase a fost ales plasticul HDPE. Alegerea acestuia, și nu a tipului PP, a fost argumentată în primul rând de disponibilitate, dar la fel de important, de proprietățile mecanice bune și ușurința procesării. Un punct important este și densitatea relativ joasă a plasticului HDPE, valorile fiind cuprinse între 930-970 kg/m<sup>3</sup>. Spre comparație, densitatea aluminiului este de 2700 kg/m<sup>3</sup>, iar cea a lemnului de ~ 600 kg/m<sup>3</sup> (variind mult în funcție de specie și nivelul de umiditate conținut).

Solicitările asupra palei pot fi împărțite în două clase: solicitări structurale și aerodinamice. Plasticul de tip HDPE are o limită de curgere, care variază între 23 și 29,5 MPa [139]. Spectrul dat de valori este mai redus decât cele caracteristice lemnului (rezistența la întindere ~ 90 MPa, variind în funcție de specie, direcția aplicării forței și alți factori), aluminiului (> 200 MPa, în funcție de aliaj) sau materialelor compozite (în funcție de structură și direcția aplicării forței, comparativă cu cea a aluminiului). Solicitățile structurale, la care este supusă pala în timpul rotirii, sunt însemnate, astfel că sarcina plasticului a fost redusă la realizarea funcției aerodinamice, adică asigurarea formei palei și păstrarea acesteia în timpul operării. Pentru asigurarea structurii de rezistență a fost prevăzut un longeron din oțel.

### **3.4.1. Realizarea matriței**

Matrița utilizată la formarea segmentului de pală elicoidală a fost compusă dintr-un miez în formă de pală elicoidală și două capace de închidere. Componentele au fost realizate prin suprapunerea și lipirea unor elemente din placaj (grosime 6 mm) tăiate cu laser. Forma elicoidală a miezului matriței a fost asigurată de un ghidaj imprimat 3D (figura 3.12). Piesele elaborate în acest mod sunt caracterizate de rugozitate ridicată, astfel că după întărire, miezul au fost prelucrat cu grund în bază de clei PVA și rumeguș din lemn. După uscare modelul a fost șlefuit.





**Fig. 3.12. Miezul matriței realizat din elemente tăiate cu laser din placaj**

Capacele matriței, care imită forma de intrados și, respectiv, extrados a palei, au fost realizate după aceeași procedură. Aici, drept ghidaj pentru asigurarea formei elicoidale a servit miezul obținut anterior (figura 3.13).



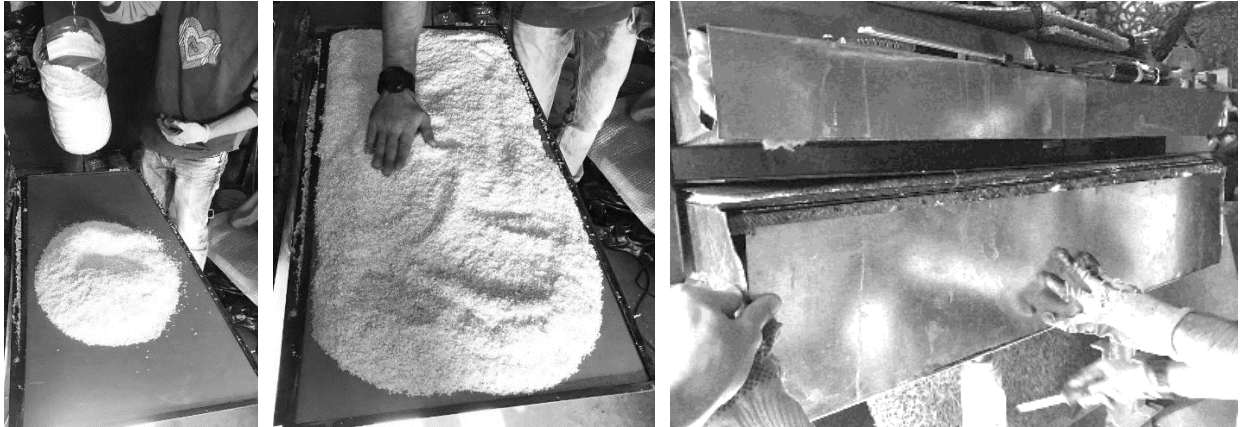
**Fig. 3.13. Matrița formată din trei componente**

Întrucât elementele au fost realizate manual, precizia acestora nu a fost înaltă însă o acuratețe corespunzătoare poate fi obținută, implicând mașini unelte cu comandă numerică.

### **3.4.2. Procesul de fabricare a segmentului de pală din material plastic reciclat**

Până la tocare, plasticul trebuie curățit de eventuale hârtii, adezivi pe suprafață, resturi de substanțe sau impurități. Nu este însă neapărată curățirea până la sterilizare așa cum se procedează în condiții industriale. Materialul curat (după necesitate spălat și uscat) poate fi tocat. În dependență de mărimea și puterea mașinii, s-ar putea impune tăierea prealabilă în părți mai mici a materialului. Într-un asemenea mod au fost pregătite 1600 grame de material granulat, cantitate calculată ca fiind necesară pentru realizarea unei foi cu grosimea de 3 mm. Ulterior, granulele au fost distribuite uniform pe masa mașinii de presat la cald cu dimensiunea de 1000×450 mm (figura 3.14). Pe perimetrul mesei a fost plasat un cadru limitator care să împiedice curgerea granulelor și

să faciliteze uniformitatea marginilor. Materialul a fost acoperit cu o foaie de metal și inserat în mașina de presat. Temperatura a fost ridicată treptat pe parcursul unei ore până la o valoare maximă de 170°. Fălciile mașinii au fost apropiate periodic cu ajutorul unui cric. Procesul de încălzire a plasticului a durat 3,5 ore. Durata de timp necesară pentru încălzire și temperatura setată pot fi reduse prin asigurarea unei izolații termice corespunzătoare a instalației.



**Fig. 3.14. Granule din plastic așezate pe masa de presat și presarea la cald**

Piesele din plastic fabricate astfel au un grad de rigiditate relativ înalt. Foaia a fost instalată rapid în matriță și presată corespunzător (figura 3.15).



**Fig. 3.15. Instalarea foii din plastic în matriță (a) și presarea la rece (b)**

Timpul de presare la rece poate varia în funcție de grosimea foii, în cazul dat fiind acordate 20 min. Totuși răcirea completă se petrece într-o perioadă mai mare de timp și este confirmată de menținerea în timp a formei piesei. După mai mult de 12 ore segmentul de pală obținut și-a schimbat ușor forma comparativ cu cea inițială. Acest lucru a fost vizibil în regiunea bordului de fugă unde cele două margini s-au depărtat una față de cealaltă (figura 3.16). În acest sens, este indicată păstrarea piesei în matriță cu presare timp de mai multe ore și evaluarea abaterii de formă.



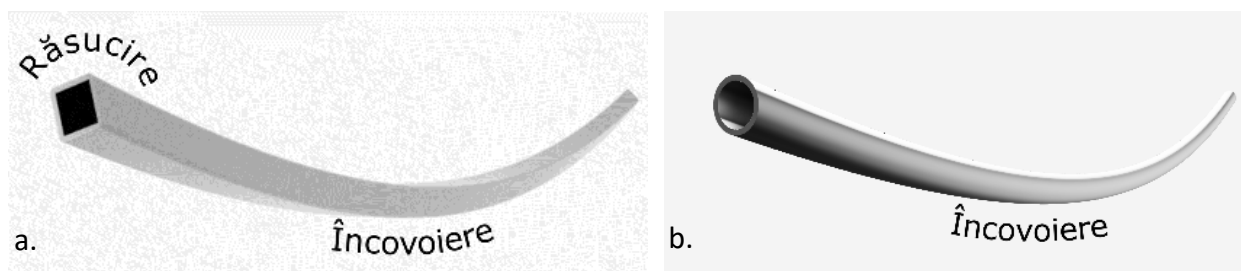
**Fig. 3.16. Segmentul de pală închis din plastic, neregularitățile de la bordul de fugă și lipsa de pori interni pe suprafața tăiată a palei**

După răcire, marginile piesei au fost tăiate și obținut produsul cu forma necesară (figura 3.16). La această etapă este oportună inspectarea vizuală a secțiunii pentru depistarea unor eventuali pori în structura internă. Prezența și densitatea porilor este un indicator al calității procesului de producere și a piesei în ansamblu. Este de menționat și calitatea înaltă a suprafeței piesei lipsite de rugozități perceptibile, lucru favorabil din punct de vedere aerodinamic. Constatarea a venit în urma inspecției vizuale și tactile. Totuși în regiunea bordului de atac, definit de un unghi de îndoire mic, calitatea a fost mai joasă. Aici au putut fi observate denivelări mici, dispuse sporadic, respectiv, o ușoară neuniformitate a suprafeței. O soluție poate fi creșterea temperaturii la formarea foii din plastic.

### **3.4.3. Structura de rezistență**

Odată dovedită posibilitatea realizării paletelor din plastic HDPE, a fost studiat răspunsul structural al unui astfel de model, echipat cu longeron, în timpul mișcării de rotație. În asemenea condiții, longeronul este în mare parte solicitat la încovoiere pe direcție radială (în raport cu axa rotorului eolian) asemenea unei grinzi. Cele mai potrivite forme pentru secțiunea transversală a grinzii sunt profilurile I, U, Z, pătrate, dreptunghiulare. Dată fiind forma elicoidală a palei, o formă elicoidală trebuie să fie adoptată și pentru longeron. Realizarea unui astfel de longeron cu secțiunea transversală, spre exemplu, pătrată presupune operații tehnologice de răsucire și încovoiere. Din considerente de simetrie, fabricarea unui longeron cu secțiunea transversală circulară presupune doar operații de încovoiere (figura 3.17). Acest ultim model a fost adoptat și analizat din punct de

vedere al rezistenței. Longeronul cilindric acceptat a avut diametrul exterior egal cu 16 mm și grosimea peretelui de 3 mm. Parametrii palei sunt descriși la începutul paragrafului 3.4.

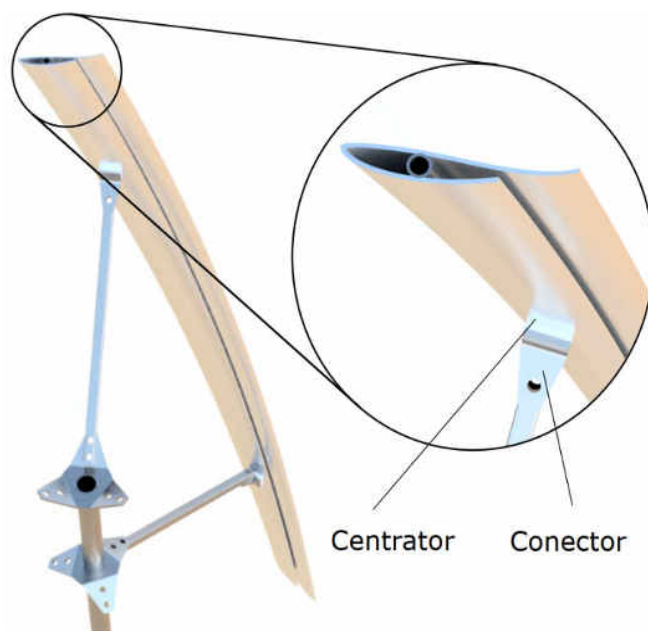


**Fig. 3.17. Operații tehnologice necesare pentru obținerea longeronului cu secțiune transversală pătrată (a) și circulară (b)**

Simulările au fost efectuate cu ajutorul programului Fusion 360, care este o platformă integrată de dezvoltare CAD, CAE și CAM [140]. Una din opțiunile CAE este analiza statică a sistemului, soluție utilizată în cazul dat. Metoda de calcul a programului este asigurată de pachetul Nastran, care are la bază analiza elementului finit.

Modelul CAD, pregătit pentru simulare, a cuprins pala, longeronul, brațele de suport, conectoarele și centratoarele, care mediază legătura brațelor cu pala, discurile brațelor de suport montate pe arbore (figura 3.18). Adoptarea unei asemenea soluții constructive este argumentată în capitolul următor.

Domeniul de calcul, definit de componentele enumerate ale palei, a fost discretizat în elemente cu dimensiunea maximă a laturii de 5 mm. Setările utilizate pentru discretizare sunt prezentate în figura 3.19. Din librăria materialelor programului Fusion 360 a fost ales materialul pentru pală - plasticul de tip HDPE, iar pentru cele două centratoare - plastic de tip PLA, întrucât pentru realizarea lor a fost prevăzută imprimarea 3D. Centratoarele sunt elementele care poziționează pala corespunzător și mediază legătura dintre conectoarele de la capetele brațelor și pală .

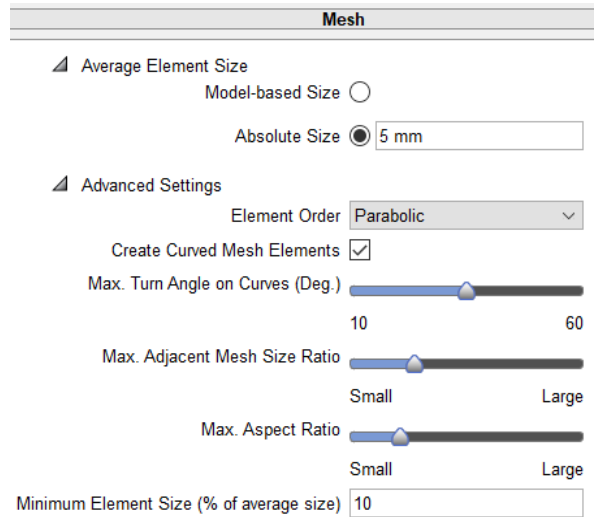


**Fig. 3.18. Modelul CAD al domeniului analizat**

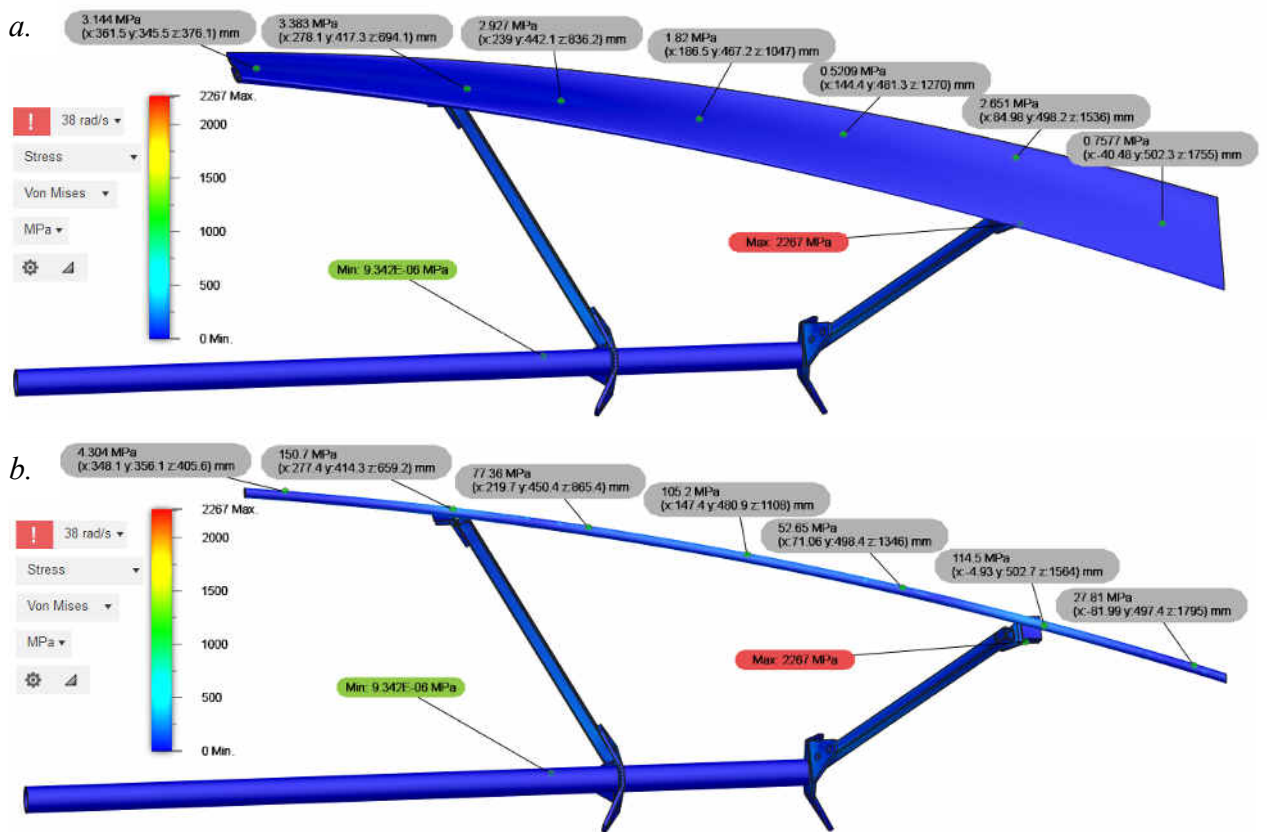
Componentele rămase au fost executate din oțel cu limita de curgere de 207 MPa (valoare indicată în librăria materialelor programului Fusion 360).

Constrângerea domeniului a fost asigurată prin fixarea arborelui în raport cu sistemul de referință. Domeniului i-au fost impuse solicitări sub forma vitezei unghiulare egale cu 38 rad/s sau ~2177 grade/s. Valoarea dată a fost estimată pentru cazul unui rotor cu diametrul de 1 m, care se rotește cu 362 rpm. Argumentarea acestor valori este făcută în capitolul următor. Forțele apărute ca urmare a rotației specificate depind de greutatea palei, pentru acest caz fiind determinată o valoare de 2,53 kg.

În scopul simplificării modelului matematic și ignorând în același timp aspecte nerelevante pentru studiul dat, contactele dintre componentele sistemului au fost simulate, utilizând metoda „Bonded”. Opțiunea dată emulează lipirea între componente, în realitate legăturile fiind asigurate de buloane și piulițe. Aspectele nerelevante menționate se referă la tensiunile dezvoltate în aceste elemente. Rezultatele simulărilor sunt prezentate în figura 3.20.a și b.



**Fig. 3.19. Setările utilizate pentru discretizarea domeniului de calcul**

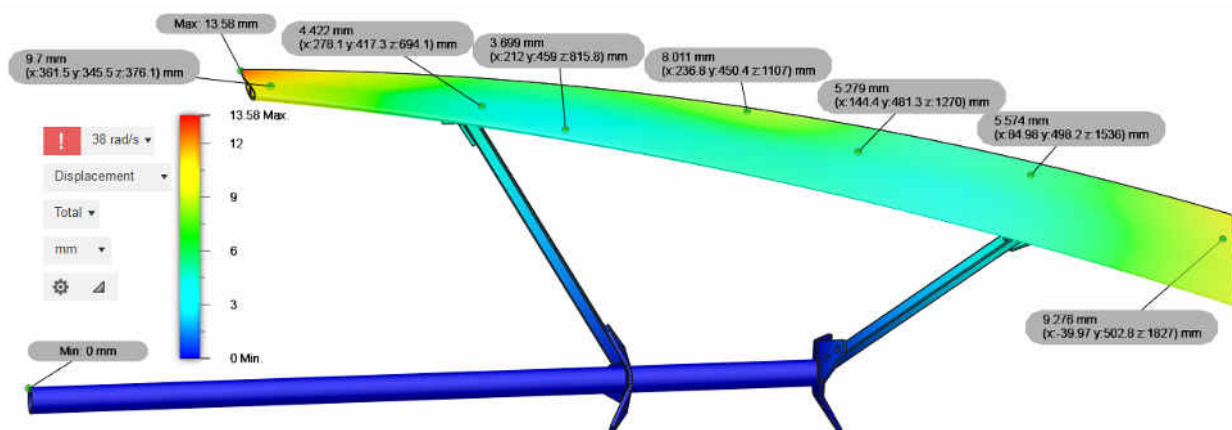


**Fig. 3.20. Tensiunile von Mises dezvoltate de pală (a) și longeron (b)**

Drept indicator de interes au servit tensiunile von Mises generate. Figura 3.20.a afișează sistemul împreună cu pala. În diferite puncte ale palei sunt indicate tensiunile generate. Inspectarea amănunțită a arătat că valorile maxime nu depășesc 3,5 MPa. Această valoare este de 5,9 ori mai mică decât limita de curgere a materialului de 20,67 MPa specificată în biblioteca programului Fusion 360. Tensiunile sunt mai pronunțate în apropiere imediată de longeron, aici fiind recomandate soluții tehnice sigure de prindere, care să împiedice în cât mai mare măsură apariția deformațiilor.

În figura 3.20.b este prezentat același sistem fără pală. Imaginea permite evaluarea tensiunilor von Mises pe longeron fiind afișate valori în diferite puncte. Valorile maxime ale tensiunilor von Mises generate depășesc 150 MPa, fiind astfel de peste 40 ori mai ridicate decât tensiunile maxime apărute pe pală [113].

În figura 3.21 sunt prezentate deformațiile dezvoltate de sistemul analizat. Valoarea maximă de 13,58 mm a fost înregistrată la bordul de fugă în capătul de jos al palei.



**Fig. 3.21. Deformațiile dezvoltate de pală**

Rezultatele simulării au indicat valori maxime ale tensiunii de 2267 MPa dezvoltate pe conectoarele, care mediază legătura dintre brațele de suport și pală. Valorile mari sunt rezultatul concentrației tensiunilor pe colțurile elementului. Aspectul dat nu este de interes pentru scopul analizei astfel că la această etapă nu a fost încercată optimizarea de formă a centratorului, care să atenueze tensiunile maxime.

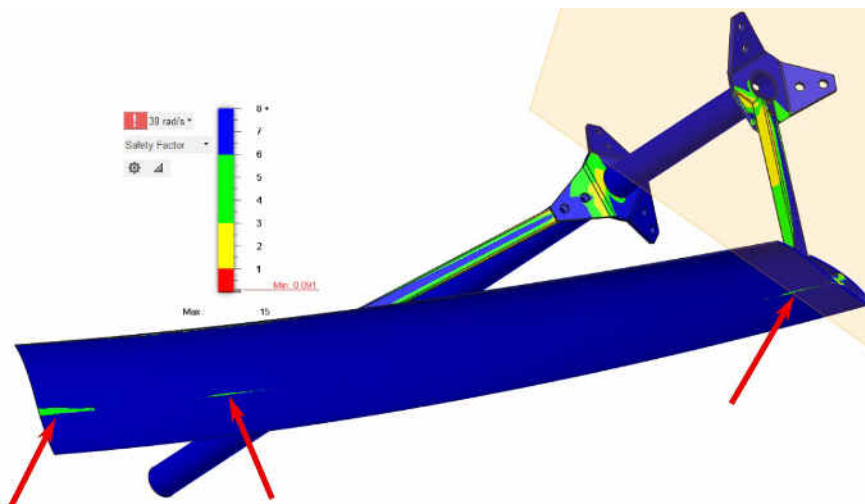
#### **3.4.4. Perspectiva soluției și posibilități de optimizare**

Studiul prezentat demonstrează că sarcinile maxime sunt preluate de longeron. Plasticul de tip HDPE poate fi considerat pentru asigurarea funcției aerodinamice a palei, respectiv, este o opțiune valabilă pentru fabricarea palelor mici (< 2 m). Analiza a fost orientată spre validarea

conceptului, însă pentru aplicații reale sunt necesare activități adiționale de cercetare-dezvoltare, finalizate cu un produs testat în detalii.

Un aspect de luat în considerație ține de forma și dimensiunile secțiunii transversale a longeronului. Fabricarea unui model elicoidal din metal ar putea fi dificilă în cazul alegerii unei secțiuni transversale diferite de cea circulară. Complexitatea ar putea fi resimțită mai ales în cazul producerii de pale în mod artizanal, local și fără acces la mașini specializate. În cazul paletelor drepte problema îndoirii longeronului dispare.

Un alt subiect, care necesită atenție, este prinderea longeronului de pală. Conform rezultatelor simulărilor, cele mai mari tensiuni von Mises generate în materialul palei (~4 MPa) apar în regiunea de contact cu longeronul (figura 3.22).

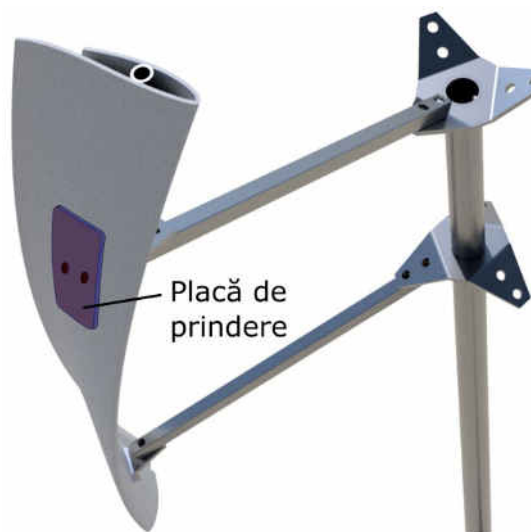


**Fig. 3.22. Regiunea palei apropiată de longeron este supusă unor solicitări comparativ ridicate (indicatorul de interes este coeficientul de siguranță)**

Aici poate fi adoptată o soluție care constă în prinderea părții extrados a palei cu o placă rigidă care să cuprindă o suprafață de contact mai mare (figura 3.23). În acest mod poate fi împiedicată dezvoltarea concentrărilor de tensiuni favorizate de prinderi cu suprafața de contact mică așa cum este cazul șaburilor standard. Forma și modul de integrare a plăcilor nu trebuie să afecteze esențial performanța aerodinamică a palei.

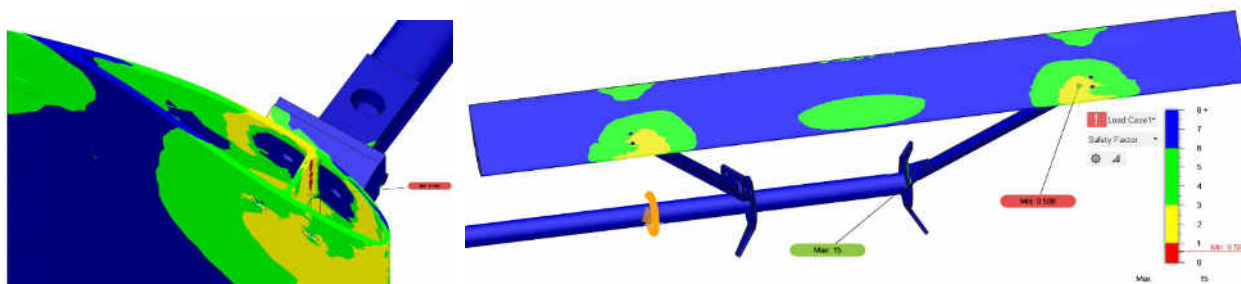
Soluțiile de fabricare descrise pot fi aplicate atât la realizarea segmentelor de pală cât și unei pale întregi. În dependență de lungimea palei, este necesară o mașină de presat la cald cu dimensiunile mesei, care să permită obținerea unei foi din plastic dintr-o singură operație.

O altă posibilitate de fabricare a paletelor este extrudarea, în particular, pentru cazul modelelor drepte. Într-un asemenea scenariu, pala poate fi realizată împreună cu longeronul din plastic. În



**Fig. 3.23. Prinderea palei cu o placă pe extrados**

figura 3.24 este prezentat rezultatul simulării unei pale drepte cu grosimea peretelui de 2 mm, lungimea de 1,5 m și diametrul rotorului 1 m în condițiile unei viteze unghiulare de 38 rad/s.



**Fig. 3.24. Răspunsul structural al palei drepte din plastic HDPE în condiții de rotație**

Drept indicator de interes a fost considerat coeficientul de siguranță (invers proporțional tensiunilor von Mises generate). Cele mai joase valori ale coeficientului vizat de  $\sim 0,6$  sau cele mai ridicate tensiuni von Mises  $\sim 35$  MPa au fost observate în regiunea conexiunii palei cu brațele de suport, dar și la mijloc. Pentru prevenirea distrugerii piesei poate fi considerată aceeași soluție prezentată în figura 3.23. Alegerea opțiunii de extrudare trebuie să prevadă acțiuni, care să adreseze contracția relativ puternică a HDPE (2 – 3,5%, în funcție de temperatură). În ciuda necesității de optimizare, rezultatele simulării demonstrează că o asemenea posibilitate tehnologică poate fi luată în calcul la fabricarea de pale. Răspunsul structural al longeronului palei drepte poate fi un indiciu că longeroanele elicoidale din plastic cu secțiunea profilului aerodinamic de tip I, U, Z pot fi încercate pentru palele cu forma respectivă. Piesele longeron cu secțiunea U și Z pot fi realizate prin îndoirea plasticului spre deosebire de cel de tip I, care presupune extrudare.

Cele mai multe tipuri de plastic nu sunt rezistente la acțiunea razelor ultraviolete (UV). Este și cazul plasticului tip HDPE. Aspectul dat este unul important, ținând cont că rotoarele sunt, în majoritatea cazurilor, dispuse în locuri deschise, expuse radiației solare. Efectele UV asupra materialului se manifestă prin scăderea dramatică a proprietăților mecanice într-un timp relativ scurt (de ordinul lunilor), care depinde de nivelul și durata expunerii. Acțiunea UV cauzează ruperea legăturilor polimerice, care formează materialul. O soluție, care să prevină deteriorarea plasticului, sunt aditivii cum este negrul de fum adăugat în proporție de 1-3% [141]. În acest mod, energia absorbită este transformată în energie termică. Anterior a fost menționat faptul că una din condițiile reciclării materialului este separarea componentelor formatoare. Posibilitatea separării negrului de fum de materialul, care o conține, este incertă. Alte soluții care pot fi studiate țin de alegerea culorii piesei sau acoperirea palei cu o membrană adezivă de protecție UV, care să nu afecteze forma palei. Rolul membranei este de absorbție și transformare a energiei soarelui în energie termică.



Cât privește acțiunea termică a soarelui, Sahu ș. a. [141, p. 1] citează surse, care afirmă că plasticul HDPE rezistă la temperaturi cuprinse între  $-60^{\circ}\text{C}$  și  $80^{\circ}\text{C}$  fără să-și piardă proprietățile mecanice. În timpul verii, temperaturile în locuri deschise pot trece de  $40^{\circ}\text{C}$ .

În cazul în care sunt impuse condiții de rezistență peste limitele plasticului HDPE, segmentele sau pala întreagă din plastic poate fi acoperită cu material compozit în modul propus în paragraful 3.2.1. Proprietățile joase de adeziune caracteristice, în general, materialului termoplastic semi-cristalin cum este HDPE, facilitează separarea palei de materialul compozit la sfârșitul etapei de exploatare. Plasticul PLA utilizat pentru imprimarea 3D are, de asemenea, o structură semi-cristalină. Proprietățile joase de adeziune ale acestuia sunt prezentate în figura 3.25, care demonstrează posibilitatea înlăturării manuale a stratului de material compozit de pe suprafața segmentului de pală imprimat cu PLA. Alegerea soluției palei din HDPE față de cele imprimate poate veni cu câștiguri importante de timp, dat fiind intervalul de timp mare necesar pentru imprimarea 3D.



**Fig. 3.25. Desprinderea materialului compozit de segmental de pală imprimat cu plastic PLA**

Un ultim aspect de menționat ține de condițiile de producere a palelor din plastic descrise în paragraful 3.4.2. La etapa de tocare a fost observată eliminarea prafului de plastic. Efectele acestor particule asupra corpului uman nu sunt pe deplin cunoscute, subiectul fiind unul controversat [142]. Incertitudinea însă impune măsuri de protecție atât împotriva microparticulelor (purtarea măștii și ochelarilor) cât și a fumului degajat la procesare (ventilarea corespunzătoare a încăperii).

### **3.5. Concluzii și constatări**

Studiul prezentat în capitol este îndreptat către identificarea soluțiilor alternative de realizare a palelor, atât la nivel de material cât și fabricație. Direcția a fost argumentată, în primul rând, de limitele tehnologice actuale privind reprocesarea materialelor compozite la sfârșitul ciclului de viață.

Au fost analizate două posibilități: pale din lemn și material plastic, în cazul palelor din lemn fiind aduse repere conceptuale. Referitor la plastic, a fost făcut un studiu de caz care să evalueze posibilitatea adoptării plasticului de tip HDPE, disponibil pe larg și cu proprietăți mecanice bune, în calitate de soluție pentru fabricarea de pale mici (lungimea < 2 m). Ca și celelalte tipuri de plastic, în Republica Moldova materialul HDPE este în mod obișnuit aruncat la gunoi, doar o mică parte fiind reciclat (de Compania ABS Recycling, anul 2020). Utilizarea pe un termen extins a plasticului ar reduce teoretic cererea de material, reducând, în același timp, poluarea mediului.

Tehnologia de fabricare propusă constă din trei operații principale: tocarea materialului plastic, fabricarea unei foi prin presare la cald, instalarea foi în matriță și presarea la rece. Această secvență de operații a fost adoptată pentru producerea unui segment de pală elicoidal realizat în scopul validării conceptului.

Odată validată tehnologia a fost studiat cazul unei pale elicoidale cu lungimea de 1,59 m, fabricată din plastic HDPE și echipată cu un longeron din oțel cu secțiunea transversală circulară. Analiza a demonstrat că solicitările pe pală apărute ca rezultat al rotației sunt preluate în cea mai mare măsură de longeron. Astfel tensiunile von Mises pe suprafața palei nu au depășit 3,6 MPa atunci când plasticul de tip HDPE are o limită de curgere de cel puțin 20 MPa. În același timp, tensiunile maxime generate în longeronul din oțel s-au plasat în zona de 150 MPa. Acest lucru demonstrează că materialul plastic de tip HDPE poate acoperi rolul aerodinamic al palei, iar rolul structural poate fi realizat de un longeron proiectat corespunzător.

Soluția tehnologică descrisă poate fi adoptată și pentru fabricarea de pale cu lungimea mai mare de 2 m. Într-un asemenea scenariu pala din plastic poate servi drept matriță incorporabilă acoperită cu material compozit. O astfel de opțiune a fost încercată și validată pentru cazul unui segment de pală, drept matriță servind un model printat cu plastic PLA. Aici trebuie însă luată în considerare problema închiderii ciclului de viață. O precondiție a reciclării piesei ține de separarea componentelor. Pala realizată din plastic HDPE are o suprafață netedă și aderență slabă, ceea ce ar facilita separarea de materialul compozit. Separarea poate fi făcută și prin încălzirea plasticului. Tehnologia de reciclare a materialelor compozite însă nu este pe deplin dezvoltată.

Opțiunile tehnologice propuse nu sunt finale, fiind loc de îmbunătățiri. Acest lucru se referă la mașinile utilizate, care pot fi optimizate și într-o măsură importantă automatizate. Optimizări pot fi aduse și palei din plastic cu soluții care să cuprindă prinderea de longeron, grosimea peretelui, protecția împotriva razelor ultraviolete, dezvoltarea tipului potrivit de longeron, optimizarea matrițelor, aplicarea altor tipuri de plastic precum PP și LDPE, utilizarea de plastic reciclat armat cu diferite tipuri de fibre cum sunt cele de carbon sau sticlă. Soluțiile tehnologice

propușe și testate sunt relativ simple și pot fi adoptate atât la scară industrială cât și în condiții de artizanat.

Utilizarea repetată a materialului se aliază într-o mai mare măsură la principiile economiei circulare. Acest tip de acțiuni vin să rezolve într-o măsură problemele mondiale actuale cum este poluarea, ridicarea standardelor de viață în regiunile subdezvoltate prin asigurarea cu produse performante, reducerea ritmului de extragere a resurselor naturale fosile etc. Totuși plasticul nu poate fi reciclat de un număr nelimitat de ori (~ 10), aici fiind necesare acțiuni de cercetare-dezvoltare. De aici, utilizarea repetată a plasticului este un lucru pozitiv însă problema poluării nu este rezolvată.

Soluția palelor din plastic nu este o alternativă a materialelor compozite, dar mai cu seamă o soluție complementară. Proprietățile mecanice ale compozitelor le fac greu de înlocuit, iar acțiuni de identificare a soluțiilor de reciclare sunt în derulare. Dată fiind trista experiență a poluării cu plastic, structurile decizionale în țările dezvoltate sunt conștiente de importanța reciclării compozitelor, aici fiind adoptate legi și strategii însoțite de acțiunile corespunzătoare.

#### **4. CONSIDERAȚII PRIVIND DEZVOLTAREA ROTOARELOR CU AX VERTICAL LA SCARĂ REALĂ**

Această secțiune adresează dezvoltarea unei turbine eoliene cu ax vertical propuse spre realizare. Compartimentul nu include întreg procesul de dezvoltare, ci doar o parte ce urmează a fi întregită în cadrul unui proiect de cercetare. Pentru început sunt stabilite cerințele generale față de produs, determinate, în fond, de scopul turbinei. Obiectivul este continuarea cercetării implicând un model la scară mărită. În particular, este urmărită optimizarea parametrilor constructivi în vederea maximizării eficienței de conversie și cercetarea fenomenelor dezvoltate la interfața pală-fluid. Pornind de aici, rotorul dezvoltat trebuie să întrunească următoarele condiții:

- Produsul final este unul modular și permite schimbarea cu ușurință a parametrilor constructivi determinați de părțile componente. Asamblarea turbinei este realizată în mai puțin de 30 minute cu instrumente de bază. Privind schimbarea parametrilor constructivi, înălțimea rotorului poate fi modificată prin montarea unui set de pale cu lungimi diferite, diametrul rotorului poate fi modificat prin adoptarea unor brațe de suport cu alte dimensiuni, este posibilă montarea de pale drepte și elicoidale, obișnuite sau echipate cu senzori (de presiune).

- Sistemul este asamblat, montat, mutat, menținut de către o singură persoană. În acest sens sunt prevăzute constrângeri ce țin de dimensiunile rotorului și a turnului.

- Fabricarea este asigurată de procese și procedee simple, rapide și puține. Implicarea într-o măsură cât mai mare a materialelor semifabricate care nu necesită prelucrare adițională.

- Sistemul este monitorizat de la distanță iar datele sunt stocate/analizate în timp real. Monitorizarea se referă atât la comportamentul rotorului cât și la performanța aerodinamică determinată de numărul de rotații pe minut la o viteză anumită a vântului, tensiunea și intensitatea curentului generat, energia totală convertită, coeficientul de putere. Sistemul permite intervenția de la distanță, spre exemplu mecanismul de frânare este activat în caz de necesitate. Un comportament specific sau eventualele defecțiuni sunt semnalizate de notificări pe telefon.

- Palele sunt fabricate rapid cu metode simple (costuri mici și puține operații de prelucrare) astfel un număr mare de modele pot fi realizate și încercate. Durabilitatea nu este o necesitate.

- Dezvoltarea/fabricarea produsului este realizată într-o manieră sustenabilă, aliniată în cât mai mare măsură la principiile economiei circulare.

##### **4.1. Algoritm de proiectare a rotorului cu ax vertical**

Proiectarea unei turbine eoliene cu ax vertical poate fi realizată având la bază următorul reper conceptual: sunt necesare un set de date de intrare, o serie referințe și relații de calcul utilizate la determinarea unui set de date de ieșire. Considerăm exemplul cu datele de intrare prezentate în tabelul 4.1, relațiile de calcul în tabelul 4.2 iar datele de ieșire în tabelul 4.3.

**Tabelul 4.1. Date de intrare**

Parametrul (unitatea de măsură)	Valoarea parametrului
Diametrul rotorului (m)	1
Raza rotorului (m)	0,5
Înălțimea rotorului (m)	1,5
Aria baleiată (m <sup>2</sup> )	1,5
Viteza de calcul a vântului (m/s)	10
Coeficientul de putere presupus (/)	0,15
Densitatea aerului (kg/m <sup>3</sup> )	1,225
Profilul aerodinamic (/)	FX 63-137
Numărul de pale (buc.)	3
Soliditatea (/)	0,45

**Tabelul 4.2. Relațiile necesare pentru proiectarea unei TEAV.**

Nr. relației	Relația	Legenda
4.1	$P = \frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot A \cdot U^3$	$P$ – puterea turbinei; $C_p$ – coeficientul de putere; $\rho$ – densitatea aerului; $A$ – aria baleiată; $U$ – viteza vântului.
4.2	$RA = h/D$	$RA$ – raportul de aspect al rotorului; $h$ – înălțimea rotorului; $D$ – diametrul rotorului.
4.3	$\sigma = (N \cdot c \cdot h)/A = (N \cdot c)/D$	$\sigma$ – soliditatea; $N$ – numărul de pale; $c$ – lungimea corzii.
4.4	$\lambda_{opt} = 2.693\sigma^{-0.329} - 1.605$	$\lambda_{opt}$ – rapiditatea optimală.
4.5	$v = \lambda_{opt} \cdot U$	$v$ – viteza tangențială a palei.
4.6	$\omega = v/R$	$\omega$ – viteza unghiulară a palei; $R$ – raza rotorului.
4.7	$RPM = \omega \cdot 30/\pi$	$RPM$ – numărul de rotații pe minut.
4.8	$ac = \omega^2 \cdot R$	$ac$ – accelerația centripetă a palei.
4.9	$G = ac/9,81$	$G$ – raportul dintre accelerația centripetă a palei și accelerația gravitațională.
4.10	$T = P/\omega$	$T$ – momentul de torsiune dezvoltat de rotor.

**Tabelul 4.3. Date de ieșire.**

Parametrul de ieșire	Valoarea obținută	Relația aplicată
Puterea generatorului (W)	137	4.1
Raportul de aspect (/)	1,5	4.2
Lungimea corzii (m)	0,15	4.3
Rapiditatea optimă (/)	1,9	4.4
Viteza tangențială a palei (m/s)	18,97	4.5
Viteza unghiulară a palei (rad/s)	37,94	4.6
Numărul de rotații pe minut a rotorului (/)	362	4.7
Accelerația centripetă a palei (m/s <sup>2</sup> )	719,8	4.8
Accelerația centripetă/accelerația gravitațională (/)	73,3	4.9
Momentul de torsiune (N·m)	3,63	4.10

Fiecare dintre aceste date și relații pot fi schimbate în funcție de cerințele față de produs sau experiența proiectantului privind parametrii constructivi optimi. Anumite date de ieșire pentru un caz pot servi drept date de intrare într-un alt caz. Afirmarea dată urmează să fie clarificată pe parcursul acestui paragraf.

În mod obișnuit, lista datelor de intrare începe cu precizarea necesarului de energie care trebuie asigurat și a vitezei predominante a vântului în regiunea în care este instalată turbina. Aplicând relația (4.1) (tabelul 4.2) determinăm valoarea ariei baleiate. Aici este însă nevoie de implicarea a două supoziții legate de viteza vântului și coeficientul de putere.

În general, producătorii de turbine eoliene prezintă puterea nominală a produselor pentru o viteză a vântului situată între 10-14 m/s. Această viteză este numită viteza de calcul și poate fi diferită, preponderent mai mare decât viteza reală de operare (de obicei 5 – 8 m/s). Pentru obținerea aceleiași puteri în condiții de vânt redus, este necesar un rotor cu aria baleiată mai mare (relația 4.1) care presupune un cost ridicat al produsului. Devine necesară identificarea unui compromis care privește viteza de calcul utilizată și puterea asigurată, astfel încât dimensiunile rotorului să nu treacă de limitele care l-ar face nerentabil.

Supoziția care se referă la coeficientul de putere ține de magnitudinea acestuia. În dependență de aria baleiată, soliditate, profil aerodinamic etc., turbinele cu ax vertical dezvoltă un coeficient de putere care variază de obicei între 0,1 și 0,4. Pentru o turbină mică presupunem o valoare egală cu 0,15.

Într-o abordare mai puțin obișnuită, drept parametru de intrare servește aria baleiată. Această opțiune este considerată în exemplul descris. În particular, sunt stabilite valorile diametrului și a înălțimii rotorului pornind de la cerințele enunțate la începutul capitolului, care se referă la dimensiuni și mentenanță. Stabilim astfel următoarele mărimi: diametrul rotorului – 1 m, înălțimea 1,5 m, viteza de calcul a vântului 10 m/s, coeficientul de putere – 0,15. Aplicând relația (4.1) obținem o putere de 137 W dintr-un total maxim de 542 W (valoarea calculată implicând limita lui Betz).

Valorile înălțimii și a diametrului rotorului nu au fost alese întâmplător. Rezultatele prezentate în capitolul II (paragraful 2.9.1) au demonstrat o performanță sporită pentru rotoarele cu raportul de aspect mai mare ca 1 și soliditate ridicată. Implicând valorile diametrului și înălțimii precizate mai sus, avem un raport de aspect al rotorului egal cu 1,5 (reieșind din relația (4.2)).

După stabilirea ariei baleiate, sunt determinați parametrii constructivi pentru care eficiența este maximă. În mod obișnuit, stabilirea profilului aerodinamic optim este una din sarcinile proiectării/cercetării și reprezintă un parametru de ieșire. Date fiind rezultatele experimentale

descrise în capitolul II, care au indicat o performanță bună a profilului asimetric FX 63-137, alegem această versiune în calitate de parametru de intrare.

La fel ca profilul aerodinamic, stabilirea solidității optime este o altă sarcină importantă a procesului de proiectare/dezvoltare fiind, de obicei, un parametru de ieșire. Întrucât rezultatele experimentale au indicat o performanță bună a rotoarelor cu o soliditate relativ ridicată, alegem o valoare de început egală cu 0,45. Pentru rotorul cu trei pale, cu diametrul și înălțimea specificate mai sus, obținem o lungime a corzii de 0,15 m (Relația (4.3)).

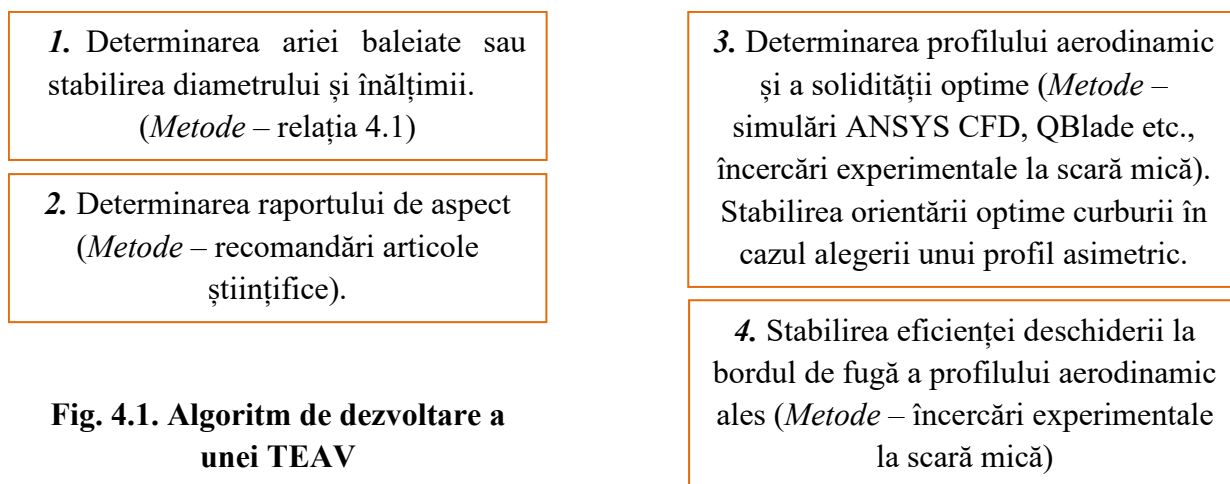
Având fixată soliditatea și aplicând relația empirică (4.4) dezvoltată de Rezaeiha ș. a. [32, p. 1136], determinăm o valoare a rapidității optime egală cu 1,9.

Cu ajutorul formulelor (4.5) și (4.6) sunt calculate valorile vitezei tangențiale și unghiulare ale palei. Obținem în rezultat 18,97 m/s și respectiv 37,94 rad/s.

Numărul de rotații pe minut este stabilit cu ajutorul relației (4.7) și egal cu 362. În astfel de condiții avem o accelerație centripetă a palei de  $719,8 \text{ m/s}^2$  (relația 4.8) care este de 73,37 ori mai mare decât accelerația gravitațională (relația 4.9). De aici, la viteza vântului de 10 m/s, o pală cu greutatea în stare de repaus de 3 kg ar fi supuse unei forțe de 220 kgf (2157 N) în timpul rotației. Această valoare urmează să fie utilizată la realizarea calcului de rezistență a turbinei.

În final, având estimată puterea și viteza unghiulară a palelor, putem determina valoarea momentului de torsiune dezvoltat, care este egal cu  $3,63 \text{ N}\cdot\text{m}$  (relația 4.10).

Toate datele de intrare stabilite în acest paragraf sunt de început și adoptate pentru o primă iterație. Întrucât turbina urmează să fie realizată în scop de cercetare, vor fi încercate diferite tipuri de pale care impun parametri constructivi diferiți. Acest algoritm, bazat pe un coeficient de performanță presupus, nu ia în considerație forma palelor (ex. drepte, curbe, elicoidale). Modelul descris este sintetizat în figura 4.1.



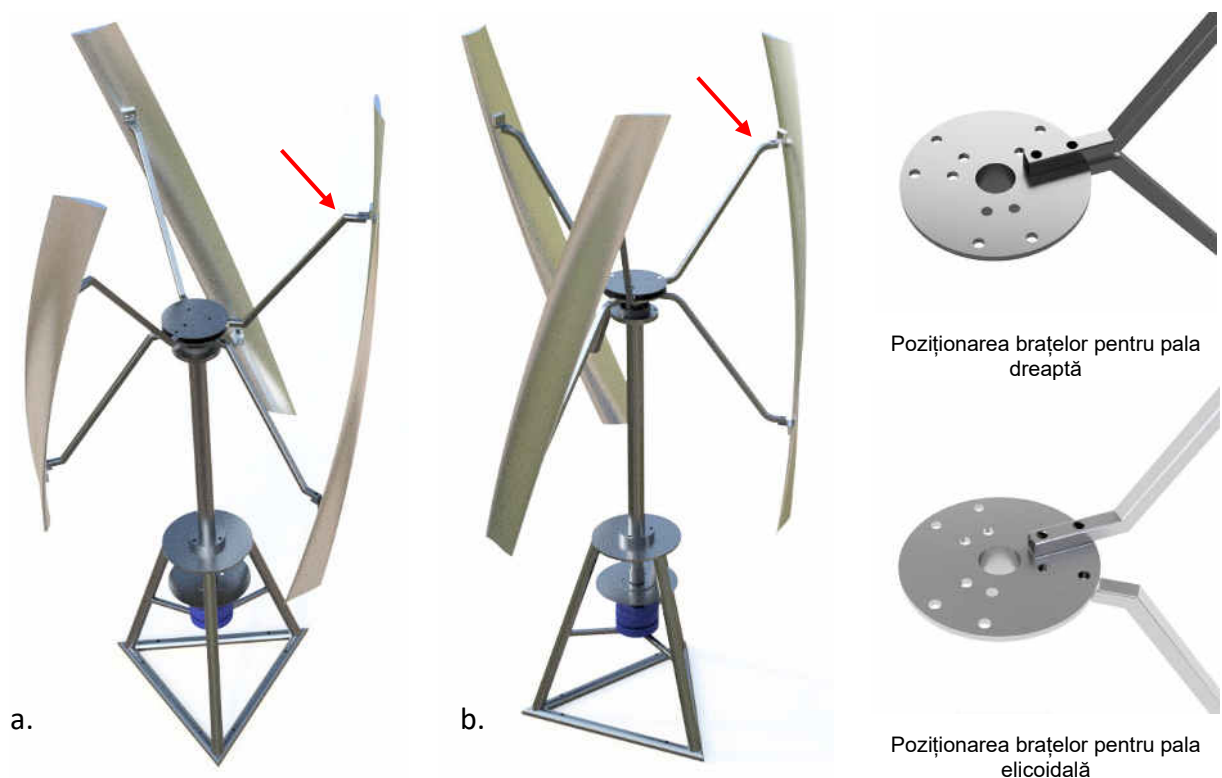
**Fig. 4.1. Algoritm de dezvoltare a unei TEAV**

Metoda prezentată este aproximativă și îndreptată spre îngustarea spectrului de căutare a versiunii performante de rotor. Pentru îngustarea și mai mult a câmpului, sunt binevenite acțiuni continue de optimizare, validare, completare prin aplicarea corespunzătoare a metodelor de simulare numerică CFD (exemplu [143, 144]). La fel ca în cazul tuturor produselor, dezvoltarea unui rotor eficient este un proces iterativ [145].

#### 4.2. Modelul CAD și criteriile tehnologice de execuție a turbinei

În baza parametrilor geometrici aleși au fost create trei versiuni de rotor (figurile 4.2, 4.3), proiectate pentru a fi instalate pe o suprafață dreaptă, eventual pe o structură existentă (clădiri, stâlpi), nefiind considerată dezvoltarea unui turn cu lungime mare. În urma calculului de rezistență, versiunea cu performanța structurală cea mai ridicată a fost selectată pentru fabricare.

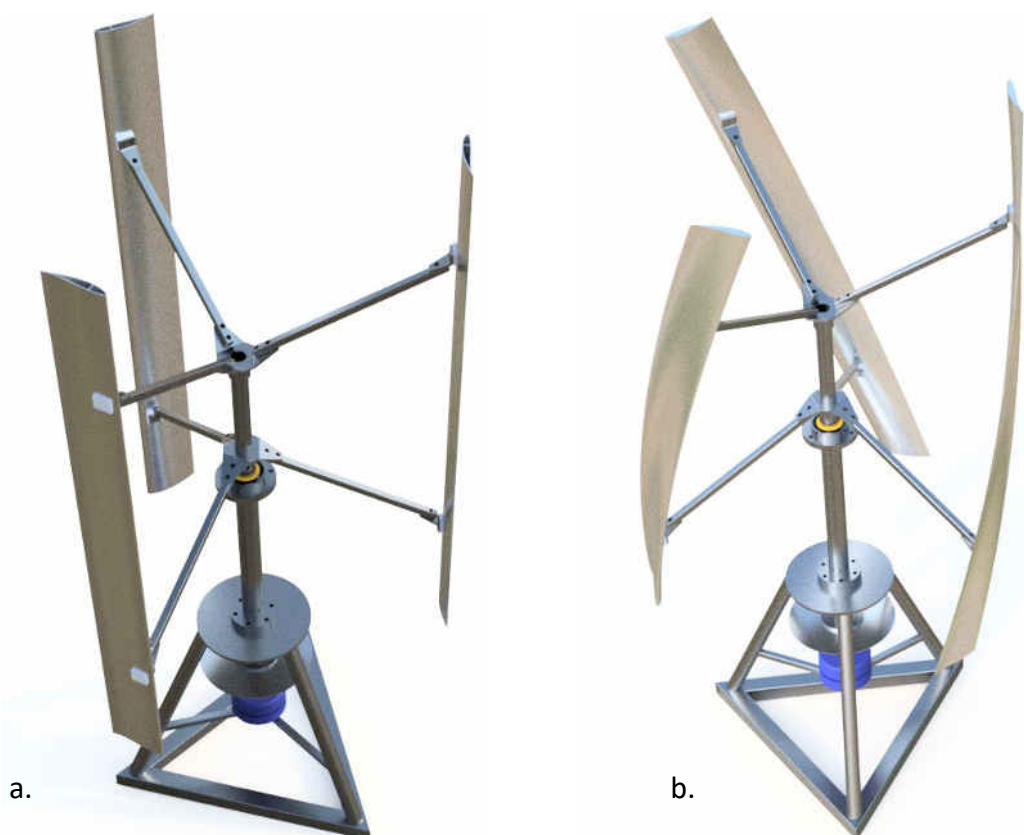
Având drept argument simplitatea tehnologică, au fost create două modele prezentate în figura 4.2. Rotorul 2 este o versiune ușor optimizată a primului cu diferența că brațele de suport pentru primul presupun colțuri ascuțite iar pentru al doilea colțuri rotunjite, cu aplicarea un arc de cerc cu raza de 50 mm. După cum va fi descris mai jos, modelele nu răspund în mod satisfăcător cerințelor privind rezistența mecanică astfel că un al treilea model a fost proiectat și ulterior acceptat (figura 4.3). Rotorul 3 are o formă ușor diferită și presupune componente ce necesită o operație de prelucrare adăugătoare (de îndoire a conectorilor și discurilor de prindere a brațelor).



**Fig. 4.2. Versiunile de turbină 1 (a) și 2 (b) cu brațe fixate de același disc, brațele facilitează atât montarea palelor drepte cât și elicoidale**



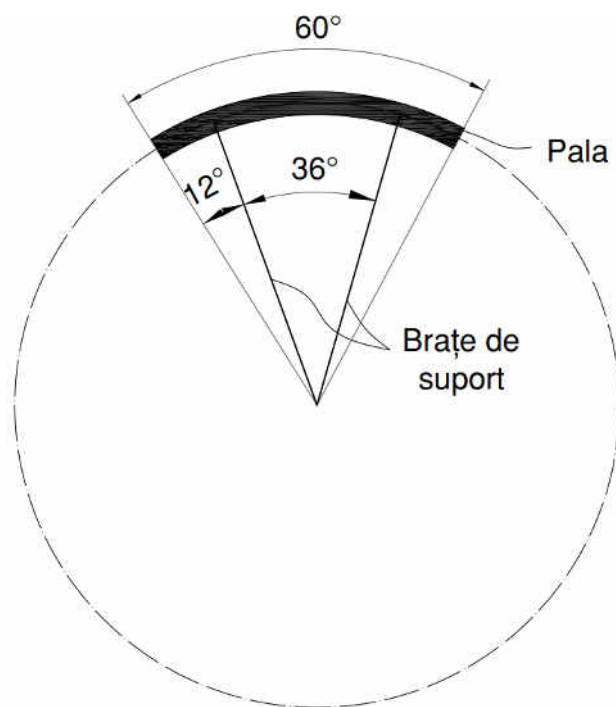
Rotoarele au fost proiectate astfel încât, după necesitate, să fie echipate atât cu pale drepte cât și elicoidale. În cazul primelor două versiuni, discul de care sunt prinse palele au fost prevăzute cu găuri care permit fixarea brațelor de sus sau de jos sub unghiul necesar (figura 4.2).



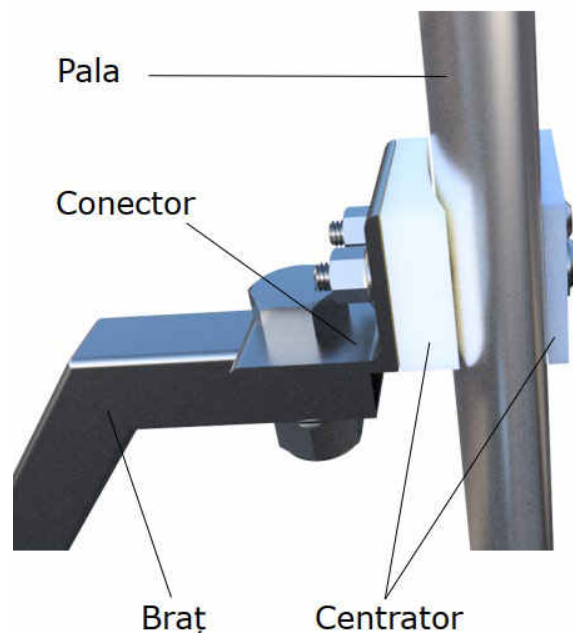
**Fig. 4.3. Turbina echipată cu pale drepte (a) și elicoidale (b) (versiunea 3)**

Pentru versiunea 3, palele elicoidale pot fi atașate rotind unul dintre cele două discuri care prind brațele de suport în jurul axei turnului și fixându-l sub unghiul necesar. Modelul de pală elicoidal considerat are lungimea de un 1,59 m și privit de sus acoperă un unghi de  $60^\circ$ . Brațele de suport prind pala într-un punct aflat la 20 % ( $1/5$ ) din lungimea palei față de capetele acesteia. Privite de sus, brațele sunt dispuse sub un unghi de  $12^\circ$  ( $1/5 \cdot 60^\circ$ ) față de capetele palei sau de  $36^\circ$  unul față de altul (figura 4.4).

Pala este străpunsă de patru buloane de prindere, două în partea de sus și altele două în partea de jos (figura 4.5). Legătura dintre brațul de suport și pală este intermediată de un conector în formă de cornier cu unghiul specificat în dependență de versiunea rotorului. Conectorul este prins de braț prin intermediul unui bulon propriu. Pala este cuprinsă de două centratoare imprimate 3D, unul pe interior iar altul pe exterior. Centratoarele imită pe una din fețe forma palei, facilitând poziționarea corectă și prinderea eficientă. Unghiul de înclinație al palei poate fi modificat proiectând centratoarele în mod corespunzător.



**Fig. 4.4. Dispoziția brațelor de suport**



**Fig. 4.5. Modul de prindere a palei de braț**

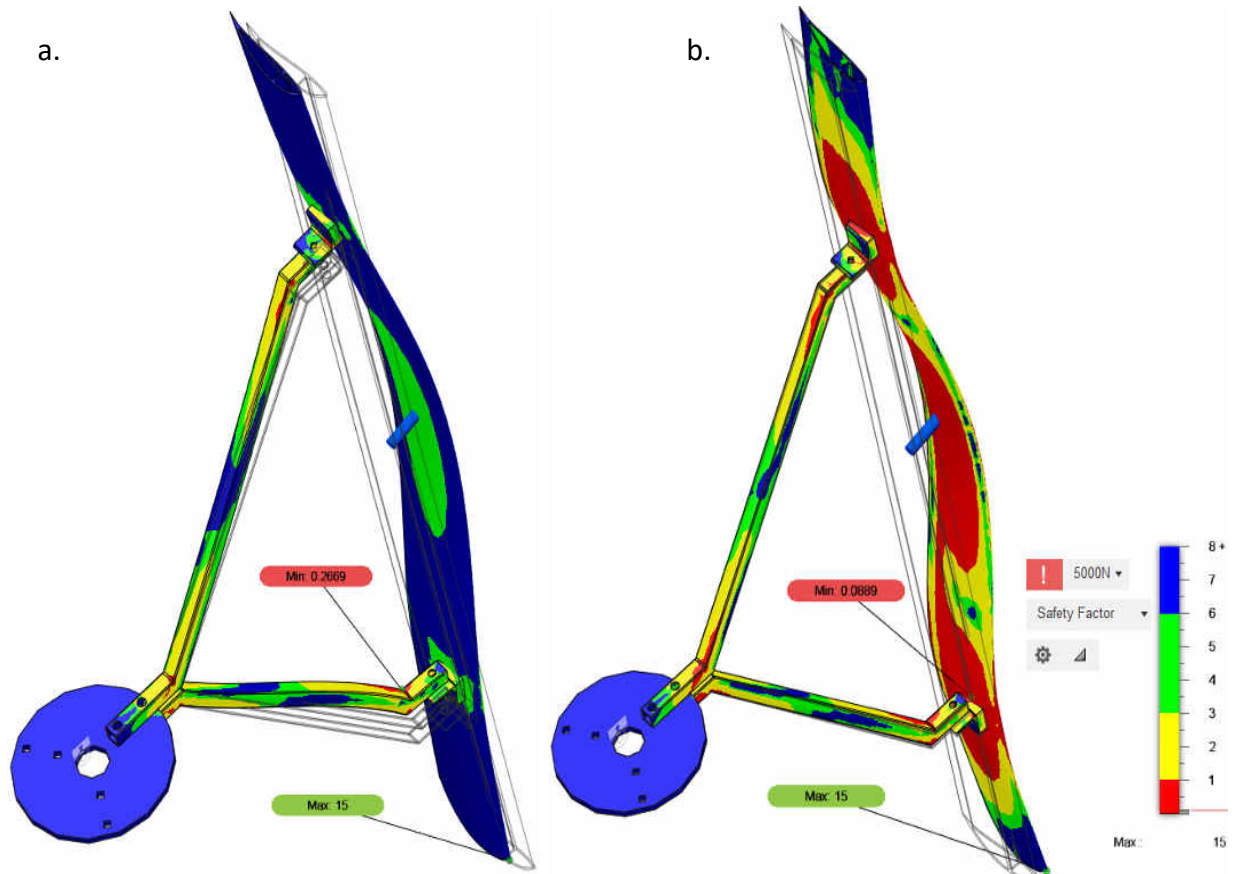
Cu puține excepții, cele mai multe elemente proiectate ale turbinei au fost prevăzute a fi din oțel. Elementele includ baza de suport a turnului, discul de frână cu bușă de prindere, turnul care cuprinde discurile proprii, arborele, discurile de prindere ale brațelor de suport cu bușele proprii, brațele de suport, conectoarele, buloanele și piulițele. Centratoarele urmează să fie realizate din plastic imprimat 3D. Materialul palelor nu a fost considerat întrucât diferite modele pot fi atașate. În acest caz, atât materialul cât și metodele de fabricare vor fi alese în dependență de formă dar și cerințele privind viteza de producere și durata de viață.

Cât privește fabricarea, majoritatea componentelor presupun tăiere, sudare și găurire. Discul de frână, discurile turnului, discurile de prindere a brațelor de suport, conectoarele în cazul versiunii 3 au fost prevăzute a fi executate prin taiere cu laser. Conectoarele și discurile brațelor de suport ale rotorului 3 presupun operații de îndoire. Bușele discurilor de prindere a brațelor și bușele discului de frână vor fi realizate prin strunjire. Modelul CAD al rotorului 3, cu componentele și dimensiunile principale, este prezentat în Anexa 13.

### 4.3. Calculul de rezistență al rotorului

Odată create, modelele au fost supuse unui analize de rezistență în vederea alegerii celei mai performante versiuni. În această secțiune este considerat răspunsul structural al palelor și brațelor de suport la solicitările apărute în urma rotației. Analiza structurală a componentelor precum turnul, arborele, rulmenții și buloanele nu este abordate aici.

Rezistența brațelor în timpul rotației turbinei depinde de magnitudinea și direcția forțelor dezvoltate, geometria și materialul atribuit. Rezistența brațelor mai depinde și de masa și rigiditatea palei sau altfel, de forma geometrică și materialul ei. Aceleași brațe supuse acelorași solicitări, însă cu pale diferite, vor avea un comportament diferit. Exemplificând afirmația făcută, în figura 4.6 sunt prezentate două pale drepte, prinse de brațele de suport, care sunt fixate, la rândul lor, de un disc.

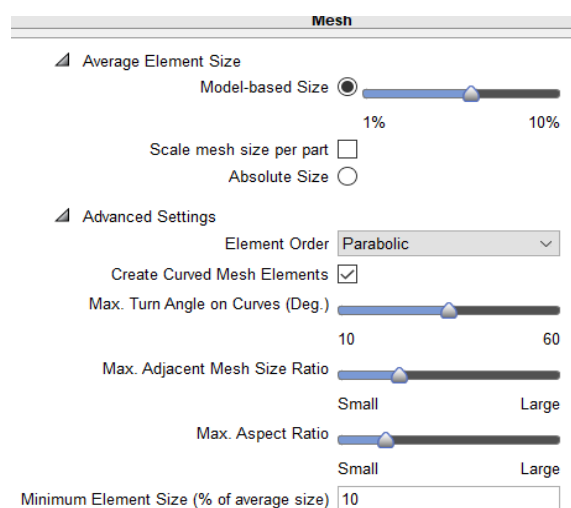


**Fig. 4.6. Răspunsul aceluiași model geometric la solicitări exterioare egale (5000 N), considerând într-un caz pala ca fiind din aluminiu (a) în altul din plastic ABS (b)**

În ambele cazuri, elementele constructive sunt exact aceleași (geometrie și material atribuit) cu excepția materialului palei. Într-un caz a fost considerat aluminiul (figura 4.6.a) iar în altul plasticul de tip ABS (figura 4.6.a), restul construcției fiind din oțel cu centratoarele din plastic ABS. Modelul a fost simulat utilizând programul Fusion 360. Pentru ambele cazuri, condițiile de solicitare au fost identice: structura a fost fixată la suprafața găurii din centrul discului iar pe suprafața palelor a fost aplicată o forță distribuită de 5000 N îndreptată radial spre exteriorul rotorului. Pentru simplitate, tipul de contacte utilizat între componentele structurii a fost de tip „Bonded” (lipite). Drept parametru de ieșire este considerat coeficientului de siguranță. În urma inspecției vizuale observăm că comportamentul brațelor în cele două scenarii este diferit, atât cât privește distribuția și magnitudinea tensiunilor von Mises (invers proporțională cu magnitudinea

coeficientului de siguranță) cât și a deformațiilor (prezentate exagerat în raport cu poziția inițială indicată cu linii de contur). Luând în calcul aspectele expuse, cele trei soluții constructive propuse în paragraful precedent au fost analizate comparativ, considerând pale cu aceiași parametri geometrici și același material.

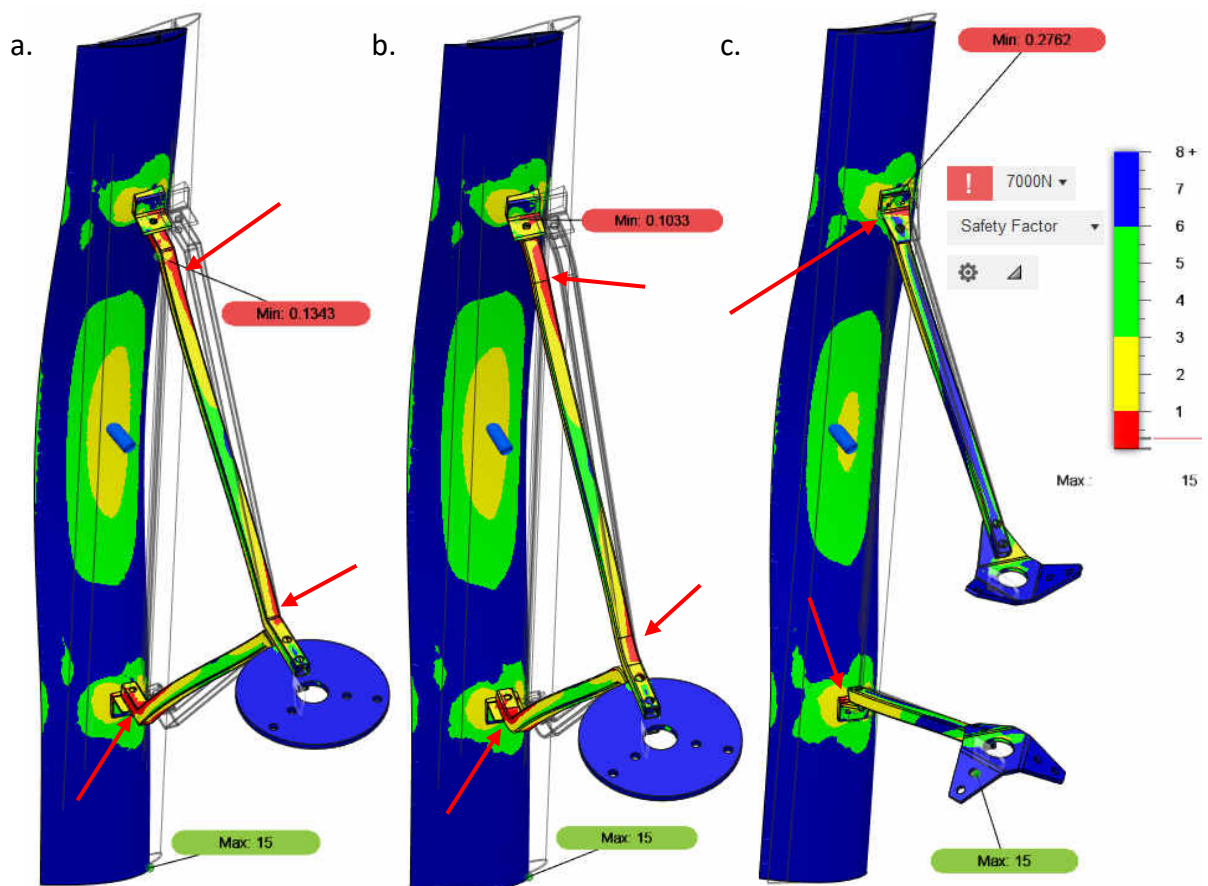
Studiul a pornit cu stabilirea forțelor care solicită sistemul. Vom considera condiții de operare limită pentru care presupunem un număr maxim de rotații pe minut egal cu  $650 \text{ min}^{-1}$ . Ținând cont de parametrii rotorului specificați în tabelul 4.3 și de supozițiile pe care le-a implicat calculul din paragraful 4.1, o astfel de valoare ar putea fi dezvoltată la o viteză a vântului de aproximativ  $18 \text{ m/s}$ . În condițiile de rotație date, o pală în stare de repaus cu greutatea de  $3 \text{ kg}$  „ar cântări” aproximativ  $713 \text{ kg}$  sau  $\sim 6992 \text{ N}$ . Pentru comoditate adoptăm valoarea de  $7000 \text{ N}$ . În calitate de parametru de intrare pentru simulare poate fi utilizată și viteza unghiulară echivalentă numărului de rotații specificat mai sus ( $\sim 68 \text{ rad/s}$  sau  $3896 \text{ grade/s}$ ). În acest caz însă forțele dezvoltate depind de greutatea palei astfel opțiunea de solicitare dată nu a fost aplicată aici. Din considerente de simetrie și de management al timpului, componentele irelevante ale rotorului au fost îndepărtate. În final sistemul studiat a fost compus dintr-o singură pală cu brațele de suport proprii, două conecatoare, două centratoare și discul(urile) pe care sunt montate brațele. Analiza statică a modelelor a fost efectuată utilizând programul Fusion 360. Întrucât, preponderent, pentru turbina reală vor fi utilizate pale drepte, analiza a implicat astfel de modele. Toate cele trei versiuni au fost echipate cu o pală definită de același parametri geometrici și material – aluminiul. Materialul atribuit brațelor, conecatoarelor și discurilor a fost oțelul iar pentru centratoare – plastic de tip ABS (plastic de imprimat 3D). Limita de curgere a oțelului indicată în biblioteca Fusion 360 este de  $207 \text{ MPa}$  iar a aluminiului de  $275 \text{ MPa}$ . Modelul de contact între componentele sistemului a fost de tip „*Bonded*” (lipite). Sistemului i s-a impus fixare rigidă prin intermediul feței găurii din centrul discului prevăzută pentru introducerea arborelui. Forța considerată de  $7000 \text{ N}$  a fost îndreptată radial spre exteriorul rotorului și distribuită pe întreaga suprafață a palei. Pentru toate cele trei versiuni, domeniul de calcul a fost discretizat după exact aceleași setări afișate în figura 4.7.



**Fig. 4.7. Setările utilizate la discretizarea domeniului de calcul**

Drept criteriu de comparație a servit coeficientul de siguranță care este un mod indirect de a vizualiza tensiunile formate pe sistem. Alegerea acestui criteriu și nu a tensiunilor von Mises ține de comoditatea vizualizării rezultatelor în programul Fusion 360.

Rezultatele sunt prezentate în figura 4.8. În cazul versiunii 1, tensiunile maxime, marcate de coeficientul de siguranță mai mic ca 1 (roșu), se dezvoltă pe braț în regiunea colțurilor. Încercarea de a elimina concentrațiile de tensiuni a fost făcut prin rotunjirea acestora, fapt ce a dus la crearea versiunii 2 de rotor. Totuși modificarea nu a venit cu îmbunătățiri semnificative, astfel că a fost creată o a treia versiune constructivă pentru care aceleași solicitări provoacă tensiuni comparativ mai mici. În particular, pe braț sunt anulate tensiunile mai mari decât limita la curgere a oțelului, fiind caracterizat integral de un coeficient de siguranță  $> 1$ . Concentrații importante au fost identificate în regiunea de colț a conectorului palei, care a demonstrat un coeficient de siguranță  $< 1$ . O soluție este asigurarea conectorului cu o nervură de rezistență, considerând, în același timp, efectele aerodinamice care s-ar forma drept consecință.

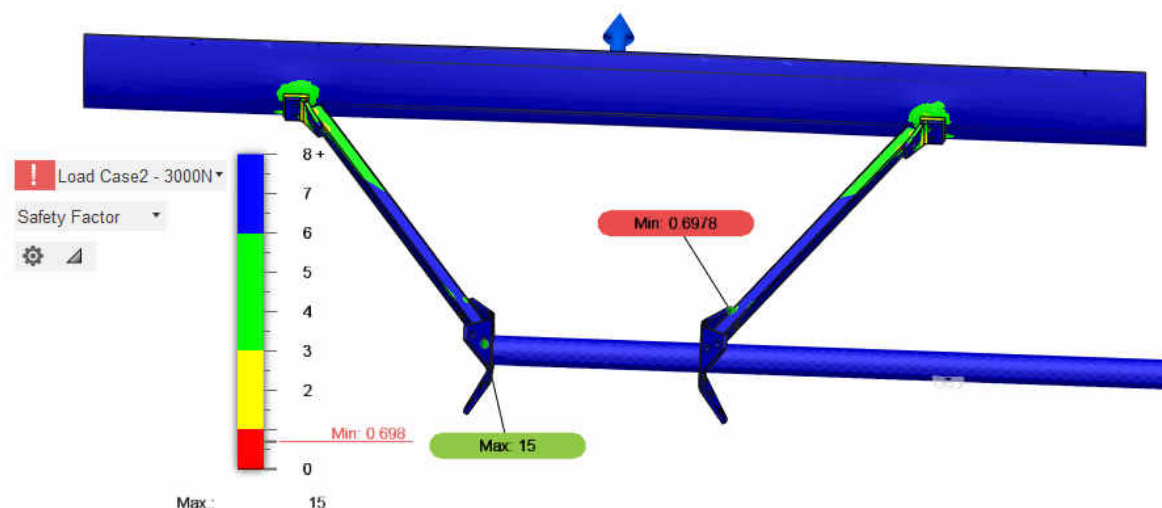


**Fig. 4.8. Distribuția coeficientului de siguranță la solicitarea de 7000 N pentru versiunea 1 (a), versiunea 2 (b) și versiunea 3 (c)**

În cazul versiunii de rotor 1, deplasarea maximă de 6,4 mm a brațului s-a format la capătul situat în apropierea palei, deplasarea maximă pe pală fiind de 16,19 mm. Pentru versiunea 2

deplasările au fost de 6,3 mm și 15,4 mm pe braț și pală respectiv. În cazul versiunii 3 valorile au fost mai scăzute de 2,4 mm și 10,85 mm respectiv.

Cazul analizat (18 m/s) este însă unul extrem, în condiții optime răspunsul structural al versiunii 3 fiind satisfăcător (figura 4.9). Considerând rotorul cu parametrii și condițiile de rapiditate (1,9) determinate în paragraful 4.1, pentru viteza vântului de 12 m/s (434 rpm), o pală de 3 kg ar dezvolta o forță centrifugă (reacție) de ~ 3100 N. Inspectând vizual rezultatele grafice prezentate în figura 4.9, observăm că la o forță de 3000 N, pentru cea mai mare parte a domeniului de calcul este determinat un coeficient de siguranță > 3 (regiunile colorate cu verde și albastru). În regiunea de contact a brațului cu conectorul, coeficientul este însă mai mic ca 1 (minim e 0,69). Aceasta este o consecință a limitării tipului de contact simplificat „*Bonded*” aplicat pentru simulare. Deplasările maxime determinate pe pală și brațe au fost de 4,6 mm și 0,95 mm respectiv.



**Fig. 4.9. Răspunsul structural (coeficientul de siguranță) al rotorului 3 cu pala sollicitată de o forță egală cu 3000 N**

#### 4.4. Considerente de fabricație și economice

Să analizăm cazul unei turbine produse în serie mică sau de unicat. În aceste condiții este facilitată utilizarea semifabricatelor reciclate/reutilizate întrucât nu este necesar un flux constant și previzibil de materie primă așa cum presupune producerea în serie medie sau mare. Considerăm o turbină de vânt ca fiind rentabilă atunci când costul energiei produse este mai mic (cel mult egal) cu prețul energiei venite din rețea. În continuare sunt studiate condițiile în care poate fi dezvoltat un astfel de produs având în vedere mediul economic actual (anul 2020).

În calitate de subiect adoptăm modelul de turbină dezvoltat anterior ce permite folosirea de componente și semifabricate reutilizate sau reciclate, care sunt în mod obișnuit ieftine sau chiar gratuite. Pe lângă reducerea costului, este urmărită alinierea la principiile economiei circulare. Dacă e să facem referire la etapele ciclului de viață ale produsului indicate în figura 3.1, vizăm,

într-o măsură, asigurarea etapei de reutilizare a materialului semifabricat, fiind în același timp ținut obiectivul 12.2 al ONU privind managementul sustenabil și utilizarea eficientă a resurselor naturale [146].

Materialele necesare pentru fabricarea turnului turbinei, suportului de turn, arborelui și brațelor de suport pot fi cu ușurință alese la punctele de colectare a fierului vechi. Raportate la volum, aceste elemente sunt cele mai puțin costisitoare. Realizarea componentelor finale necesită operații de șlefuire, tăiere, găurire, sudare și vopsire.

Turnul este prevăzut cu o serie de discuri (cu grosime de 2, 6 și 8 mm) care asigură suportul și locașurile pentru rulmenți, facilitând în același timp prinderea turnului de baza de suport. Considerăm realizarea tuturor discurilor necesare din material nou (Oțel 3) prin tăiere cu laser și îndoire. Același procedeu de fabricare este aplicat în cazul conectoarelor de prindere a palei. Cât privește rulmenții, pot fi adoptate piese reutilizate, în acest sens fiind considerați rulmenții radiali de tip 6309 care, pe direcție radială, pot prelua o încărcătura statică de 31,5 kN. Masa calculată a rotorului eolian fără turn este de 15,5 kg sau 0,15 kN și poate fi preluată pe direcție axială de către un singur rulment (o limită conservativă fiind 25% din capacitatea statică de încărcare).

Vom considera o serie de trei pale fabricate din foi subțiri de aluminiu înfășurate pe o structură care conferă formă și rezistență. Generatorul poate fi procurat sau realizat cu resursele proprii, de către persoane cu o calificare medie, urmând instrucțiunile ghidului dezvoltat de Piggott [147, p. 34]. Acest scenariu permite adoptarea de componente reutilizate, în special a firului de cupru. Alte elemente importante aici sunt magneții și rășina epoxidică.

Componentele cele mai costisitoare sunt acumulatorul (spre exemplu produsul 12V 45Ah, GEL Deep Cycle, tip VRLA [148]) și invertorul (700W). Alte subsisteme necesare sunt controlerul pentru încărcare, anemometru, dispozitiv de frânare electronic, plăcile electronice de control ale sistemului Arduino și Raspberry Pi, senzori de curent și tensiune, senzori pentru determinarea numărului de turații, elemente de asamblare demontabilă (buloane, piulițe ș. a.), fire conductoare.

În tabelul 4.4 sunt listate componentele principale menționate împreună cu prețurile pentru fiecare în condițiile anului 2020. Costul energiei și timpului de lucru necesar fabricării turbinei sunt înglobate parțial în secțiunea costurilor auxiliare. Cifrele prezentate sunt conservative. Presupunem o durată de viață a turbinei de 20 de ani și implicăm costul mediu actual al energiei electrice procurate din rețea de 2 lei/kWh. Costul calculat al turbinei este de 12032 lei sumă cu care se poate procura 6016 kWh din rețeaua națională. Dacă e să obținem aceeași cantitate de energie timp de 10 ani cu ajutorul turbinei proiectate, este necesară o capacitate de generare de 1,65 kWh/zi sau 69 Wh. Implicând algoritmul de calcul al productivității descris în paragraful 4.1,

turbina ar produce o asemenea cantitate de energie la o viteză constantă a vântului de 8 m/s, mult prea mare pentru cea mai mare parte a teritoriului țării.

Costul calculat al turbinei poate fi însă micșorat, inclusiv prin înlăturarea de componente. Analizăm scenariul în care energia produsă de generator este utilizată în mod direct, spre exemplu sub formă energie termică. În acest mod putem desconsidera necesitatea acumulatorului, a invertorului și a întregului sistem de monitorizare. Frânarea poate fi asigurată de un sistem mecanic precum cel propus de sursele [149, 150] sau alte versiuni. Costul componentelor rămase, în

particular, a discurilor pentru rulmenți și turn, a palelor și a generatorului poate fi redus, astfel încât în final să fie obținut un produs care ar costa 5000 lei. Suma este echivalentă cu ~2500 kWh de energie procurată din rețea. Amortizarea cheltuielilor timp de 10 ani este posibilă în cazul în care turbina generează 0,68 kWh/zi sau 28 Wh. În acest sens este necesară o viteză medie a vântului de 5,6 m/s. Turbina poate fi rentabilă în condiții de vânt de 5 m/s dacă ar costa 4200 lei. Aici devine importantă și asigurarea performanței într-un mediu cu vânt redus, implicit asigurarea coeficientului de putere considerat la faza de proiectare (0,15) și a capacității de demarare. O soluție poate fi adoptarea de pale acționate de forța de rezistență, așa cum sunt palele de tip căuș potrivite pentru vânturi mici.

Calcululele prezentate mai sus au rol demonstrativ, fiind simplificate prin desconsiderarea amprentei de carbon, a cheltuielilor de mentenanță, a salariului integral pentru executant(ți), eventual a turnului și a elementelor aferente, a pieselor de schimb necesare pe durata ciclului de viață așa cum este acumulatorul, invertorul, palele etc. Totuși exemplul prezintă o imagine despre condițiile în care o turbină eoliană cu ax vertical poate fi rentabilă în condițiile economice și de mediu ale RM.

Date fiind resursele importante de energie solară a țării și a prețului în scădere pentru panourile solare fotovoltaice (PV), devine relevantă comparația dintre prețurile energiei convertite de un panou și de o turbină cu ax vertical. În 2020, un panou de tip PV cu puterea maximă de 285

**Tabelul 4.4. Lista componentelor turbinei și prețuri (anul 2020)**

<i>Elementul</i>	<i>Preț, lei</i>
Turn, suport de turn, arbore, brațe de suport, (reutilizat)	150
Discuri obținute prin tăiere la laser, (nou)	1000
Rulmenți, (reutilizat)	-
Pale, 3 bucăți, (nou)	1500
Generator, (elemente reutilizate)	3000
Acumulator, (nou)	1860
Invertor, (nou)	1700
Unitatea de control a încărcării bateriei, (nou)	410
Anemometru, (reciclat)	-
Frâne, (nou)	250
Motor pas cu pas pentru mecanism de frânare, (reutilizat)	-
Placa de control Arduino, (nou)	62
Raspberry Pi, (nou)	700
Senzori, (nou)	200
Buloane, piulițe (nou)	100
Vopsea, perie și diluant, (nou)	100
Costuri auxiliare	1000
<b>Total</b>	<b>12032</b>



W putea fi procurat cu prețul de 2220 lei [151]. Dacă facem excepție de acumulator, controler pentru încărcare, invertor și alte elemente auxiliare, o singură unitate instalată în Chișinău ar genera ~ 339 kWh/an, echivalentul a 668 lei implicând prețul mediu al energiei electrice cumpărate din rețea (~2 lei/kWh). De aici, prețul pentru panoul solar poate fi amortizat în 3 ani și 5 luni. Dacă includem elementele aferente necesare, această perioadă ar putea atinge 9 ani. Comparând ambele scenarii și considerând simplitatea instalării, mentenanței și condițiile de mediu prielnice existente pentru fiecare, balanța este înclinată către soluția de conversie a energiei solare. Totuși, scenariul ar putea fi într-o măsură diferit dacă e să fie considerat cazul turbinelor eoliene mari. Datele privind producția de energie convertită de panoul PV au fost obținute cu ajutorul programului PVGIS (Photovoltaic Geographical Information System) susținut de Comisia Europeană [152].

#### 4.5. Concluzii

Capitolul dat prezintă considerente care țin de dezvoltarea unei turbine eoliene de scară mică (1 m × 1,5 m) însă nu este afișat întreg tabloul. Acesta urmează a fi completat în cadrul unui proiect de cercetare aflat în derulare. Aspectele descrise în întregime sunt cele care se referă la algoritmul de proiectare a turbinei, acesta fiind scopul principal al descrierii. Considerentele care țin de structura de rezistență, tehnologia de fabricare și aspectele economice au fost abordate doar parțial. Sistemul de monitorizare cu aplicațiile mobile și programele necesare, componentele electronice și schemele de montare nu au fost abordate însă vor fi considerate în cadrul proiectului de cercetare menționat.

Conținutul capitolului poate fi sintetizat de următoarele concluzii:

- Algoritmul simplificat, utilizat la proiectarea/dezvoltarea de turbine eoliene cu ax vertical, este bazat pe două presupuneri importante, care se referă la valoarea solidității optime și valoarea coeficientului de putere. Într-o primă etapă, pentru acestea, sunt considerate valori recomandate, apropiate de cele ale modelelor similare studiate sau ale produselor existente. După executarea primului prototip, realizat în baza algoritmului propus, vor fi colectate valori precise ale solidității și coeficientului de putere, ulterior utilizate pentru perfecționarea modelului de calcul.
- Trei modele constructive de turbine au fost analizate, cel cu performanța structurală cea mai ridicată fiind acceptat spre fabricare.
- Dat fiind costul comparativ mic al energiei electrice venite din rețeaua națională (~ 2 lei/kWh în 2020) și a vitezelor reduse ale vântului la înălțimi joase, turbinele eoliene mici pot fi o soluție privind aprovizionarea cu energie în cazul în care nu există conexiune la rețeaua națională și viteza medie locală a vântului este de cel puțin 5 m/s. Aici este importantă maximizarea coeficientului de conversie implicând soluțiile constructive descrise în capitolul II, în particular,

alegerea unui profil aerodinamic și soliditate potrivite. Este de menționat că componentele cu rol mecanic ale turbinei au un cost mic, prețul ridicat având cauză valoarea de piață a generatorului, acumulatorului și inverterului. Pe lângă costul redus, elementele mecanice pot fi cu ușurință reciclate sau reutilizate după încheierea ciclului de viață a turbinei în cazul în care sunt din oțel, aluminiu sau lemn în cazul palelor. Adoptarea acestor materiale permite asigurarea unui ciclu de viață închis.

## 5. CONCLUZII ȘI RECOMANDĂRI

Studiul prezentat în lucrare a fost axat pe optimizarea constructivă a rotoarelor eoliene cu ax vertical fiind abordate și aspecte de fabricație a palelor. Optimizarea constructivă a urmărit stabilirea modului în care parametri specifici ai rotorului influențează eficiența de conversie și stabilirea tipodimensiunilor pentru care randamentul este maxim. Când privesc aspectele de fabricație, a fost urmărită dezvoltarea de soluții alternative privind elaborarea palelor elicoidale, atât la nivel de proces cât și de material. Direcția este argumentată de limitările soluțiilor existente, cu referire la materialul compozit și ciclul de viață deschis caracteristic acestuia. Rezultate obținute în urma cercetării sunt prezentate în continuare:

- Performanța rotoarelor eoliene ține de parametrii constructivi. Unul din parametrii foarte importanți este profilul aerodinamic care definește forma secțiunii transversale a palei rotorului. Au fost studiate două versiuni de profil, unul simetric NACA 0018 și altul asimetric FX 63-137. Palele cu profil asimetric au fost orientate în două moduri în raport cu axa rotorului: curbura orientată radial pe interior sau exterior. Rezultatele experimentale au arătat că orientarea curburii palei influențează considerabil productivitatea. La viteza vântului de 12 m/s, modelul curbura exterior a generat 106 mW iar modelul curbura interior a generat 0,3 mW (paragraful 2.3). Performanța turbinei cu pale FX 63-137, curbura exterior, a fost comparată cu cea demonstrată de turbina cu pale NACA 0018. Prima a fost mai eficientă, cu o putere generată de 188 mW față de 14 mW la 11 m/s (paragraful 2.4). Valorile demonstrate de turbine au variat ușor pentru diferite încercări însă tendințele generale s-au păstrat. Rezultatele sugerează potențialul profilurilor aerodinamice asimetrice și importanța orientării curburii acestora [106, 112].
- Unghiul elicoidal este un parametru al rotorului elicoidal care, conform studiilor citate în paragraful 1.11, asigură uniformizarea coeficienților de putere și torsiune la ieșire. Analizând concluziile studiilor, rămâne neclar modul în care unghiul elicoidal afectează eficiența turbinei. Acest aspect a fost cercetat experimental pe patru rotoare de scară mică. Pentru început a fost studiat cazul profilului aerodinamic NACA 0018, fiind elaborate două rotoare, unul cu pale drepte, altul cu pale elicoidale. Modelul elicoidal a fost superior, generând cu 36 % mai multă energie decât versiunea cu pale drepte. În cazul profilului aerodinamic asimetric FX 63-137 curbura exterior tendințele s-au inversat, versiunea cu pale drepte a fost mai eficientă decât modelul elicoidal, generând de 2,3 ori mai multă energie (paragraful 2.5 și Anexa 3). Concluzia principală este că unghiul elicoidal influențează eficiența turbinei însă caracterul influenței este dictat de profilul aerodinamic ales [107].
- Deschiderea la bordul de fugă al palei influențează performanța rotorului însă autorii studiilor citate indică tendințe diferite (paragraful 1.7). Devine dificilă luarea unei decizii privind

o posibilă adoptare a palelor deschise într-un caz real de aplicare. Influența acestui parametru a servit drept subiect de studiu în lucrare. Astfel au fost cercetate experimental diferite tipuri de rotoare, cu pale drepte și elicoidale, profiluri aerodinamice simetrice și asimetrice. În cazul profilurilor asimetrice au fost analizate toate posibilitățile privind orientarea curburii și a deschiderii (pe interior sau exteriorul rotorului). Experimentele sunt descrise în paragrafele 2.6 și 2.7. Indiferent de caz, tendințele au arătat că versiunile cu deschidere sunt mai eficiente decât modelele închise cu același profil aerodinamic și formă a palei. Dacă considerăm cazul profilului aerodinamic NACA 0018, rotorul cu pale drepte deschise pe exterior a generat de 4,3 ori mai multe energie decât rotorul cu pale închise. În general, diferența dintre versiunea închisă și cea cu deschidere a depins de modelele comparate. Studiul a fost axat pe pale cu o valoare particulară a deschiderii de  $1/3$  din lungimea corzii, valori diferite ale deschiderii rămân un subiect deschis pentru cercetare. Este recomandat ca, odată stabilit profilul aerodinamic optim la etapa de proiectare/dezvoltare a TEAV, să fie considerată versiunea deschisă a profilului ales întrucât eficiența de conversie ar putea fi sporită și mai mult. La această etapă nu se poate afirma că deschiderea la bordul de fugă vine cu efecte benefice asupra eficienței de conversie a turbinei indiferent de profilul ales, cu toate că acesta a fost cazul studiului realizat. Teste care să implice mai multe modele sunt necesare [108, 117].

○ Rotoarele cu aceeași arie baleiată pot fi caracterizate de diferite valori ale diametrului și înălțimii, adică de diferite valori ale raportului de aspect (raportul dintre înălțime și diametru). Influența a acestui parametru asupra eficienței a fost studiată, comparând rotoare cu aceeași arie baleiată și diferite raporturi de aspect. Acest lucru poate fi făcut având la bază două posibilități distincte: odată cu schimbarea raportului fie soliditatea rămâne constantă, fie lungimea corzii rămâne constantă. Au fost găsite surse în care a fost abordată influența raportului de aspect asupra eficienței de conversie a rotorului, fără însă a preciza condițiile vizate – soliditate sau coardă constantă. Subiectul a fost abordat în paragraful 2.9. Pentru început a fost analizat cazul corzii constante pe baza a trei rotoare, profil aerodinamic NACA 0018. Aici a fost stabilit că eficiența de conversie crește proporțional cu valoarea raportului de aspect. În cazul solidității constante, raportul de aspect optim a tins către valoarea 1, rotorul cu raportul de aspect cel mai mare fiind cel mai puțin eficient. În acest mod este confirmată influența raportului de aspect asupra eficienței de conversie și relevanța condițiilor – coardă constantă sau soliditate constantă. Este important de considerat raportul de aspect la etapa de proiectare/dezvoltare a TEAV cu stabilirea valorii optime pentru cazul particular [109].

○ În condiții de curgere laminare caracterizate de un număr Reynolds 105.000, o deschidere de  $1/3$  la bordul de fugă al palei nu influențează esențial caracterul curgerii în jurul palei, respectiv,

performanța aerodinamică a acesteia nu este influențată puternic. Impactul, fie pozitiv sau negativ, al deschiderii palei asupra eficienței de conversie a rotorului cu ax vertical nu poate fi evaluat pe baza studiului segmentelor de pală în tunelul de vânt, ci aplicând modelul pe rotor. Efectele aerodinamice, care favorizează palele cu deschidere aplicate pe rotor, se dezvoltă în timpul mișcării de rotație (paragraful 2.13) [113].

- Având drept punct de pornire principiile sustenabile precum reciclarea, a fost evaluată posibilitatea utilizării materialului plastic de tip HDPE în calitate de material pentru pale mici (< 2 m). Studiul confirmă că plasticul de tip HDPE poate asigura funcția aerodinamică a palei, rolul structural urmând să fie asigurat de un longeron din metal. Operațiile de fabricare propuse constau din trei pași: tocarea materialului, presarea la cald cu obținerea unei foi din plastic și presarea la rece a foi aflate într-o matriță, care imprimă forma necesară. Soluția palelor din plastic nu este o alternativă a materialelor compozite dar mai cu seamă o soluție complementară (paragraful 3.4) [113].

- În paragraful 4.1 a fost propusă o serie de pași pentru proiectarea, într-o primă iterație, a TEAV. Algoritmul constă dintr-o serie de date de intrare, relații și recomandări și date de ieșire. Datele de intrare se stabilesc în dependență de caz. Metoda prezentată este îndreptată spre îngustarea spectrului de căutare a versiunii performante de rotor. Pentru îngustarea și mai mult a câmpului, sunt indicate acțiuni continue de optimizare, inclusiv prin aplicarea corespunzătoare a metodelor de simulare numerică CFD [143, 144]. Setul de pași a fost aplicat pentru proiectarea unei turbine de putere mică și propuse recomandări practice privind soluțiile tehnice [145, 149, 150].

În baza studiilor efectuate și a concluziilor formulate, au fost extrase o serie de idei și anume:

- Profilul aerodinamic și soliditatea sunt parametri foarte importanți, care definesc în cea mai mare măsură eficiența turbinei eoliene. De aici, este recomandat ca eforturile de dezvoltare să fie orientate în primul rând către optimizarea acestor doi parametri, însă punctul de pornire trebuie să fie profilul aerodinamic. Odată stabilită o versiune performantă, este indicată optimizarea în continuare a acesteia, verificând dacă deschiderea de la bordul de fugă ar putea veni cu efecte pozitive. Este, de asemenea, recomandată stabilirea raportului de aspect optim al rotorului, a unghiului de înclinație potrivit, eventual prin aplicarea de soluții tehnice care ar permite varierea acestui unghi pe perioada rotației. Pot fi dezvoltate capace care să fie montate la capetele palelor astfel încât să fie minimizezate efectele aerodinamice cu impact negativ care apar în aceste regiuni.

Considerarea acestor pași este potrivită doar după identificarea profilului aerodinamic și nu înainte, altfel eforturile de dezvoltare pot fi zădarnice.

- Stabilirea unui profil aerodinamic potrivit în baza studiului literaturii și articolelor științifice este dificilă întrucât comparând diferite surse sunt identificate contradicții exemplificate în concluziile capitolului II. Acest aspect îngreunează luarea de decizii practice. În cazul în care este posibil, se recomandă studiul experimental comparativ al profilurilor aplicate direct pentru TEAV în modul în care a fost făcut în capitolul II. Siguranța identificării profilului optim pentru TEAV studiind segmente de pală în tunelul de vânt nu este dovedită. Tunelul de vânt generează preponderent un flux de aer cu caracter laminar pe când rotorul cu ax vertical operează în condiții de curgere turbulentă.

- Pentru un profil aerodinamic specific, rotorul elicoidal poate fi mai eficient decât rotorul cu pale drepte, după cum a fost demonstrat în paragraful 2.5. În condiții de producere a unor rotoare de unicat, pornind de la complexitatea de formă și implicit a procesului de fabricare, modelele elicoidale nu sunt recomandate, cu atât mai mult cu cât poate fi stabilit un profil aerodinamic optim în baza căruia un set de pale drepte să depășească performanța modelelor elicoidale. Palele drepte sunt mai simplu de produs, acesta fiind unul din avantajele rotoarelor cu ax vertical care poate fi exploatat, în special, atunci când este urmărită dezvoltarea unui produs rentabil. Rămâne însă necesar de luat în calcul efectele benefice ale rotoarelor elicoidale menționate în literatura de specialitate.

- Vibrațiile pot fi un lucru decisiv atunci când se are în vedere adoptarea de turbine cu ax vertical pe acoperișurile clădirilor. Cât privesc soluțiile tehnice care presupun vibrații atenuate, pot fi considerate rotoare cu diametrul mare și număr mic de rotații sau versiuni cu mai multe puncte de sprijin (de exemplu fiecare pală are la capăt o rolă sprijinită pe un ghidaj care permite mișcarea circulară), modele Maglev.

- Adoptarea de pale din plastic este un pas în direcția potrivită, însă nu rezolvă pe deplin problemele cauzate de aruncarea materialelor, dat fiind faptul că plasticul poate fi reciclat de un număr limitat de ori. Este dificilă alinierea completă a produselor și serviciilor dezvoltate la principiile economiei circulare însă eforturi trebuie făcute în mod continuu.

**Semnificația teoretică:** constă în elaborarea modelului CAD al turbinelor eoliene cu ax vertical, efectuarea analizei CAE, cu programul Fusion 360, determinarea tensiunilor și deformației palei; studiul CFD al profilurilor aerodinamice închise și cu deschidere; elaborarea algoritmului de proiectare a rotoarelor eoliene cu ax vertical de putere mică.

**Valoarea practică.** În baza cercetărilor experimentale realizate, a fost determinat gradul de influență a parametrilor constructivi pentru cazul rotoarelor eoliene cu ax vertical, care a permis

formularea recomandări privind proiectarea turbinelor eoliene cu eficiență de conversie sporită în condiții de potențial eolian scăzut. Pentru aplicații practice este recomandată consultarea graficului figurii 2.36 din paragraful 2.8, care include performanța unui număr mare de profiluri aerodinamice. Aici poate fi aleasă versiunea potrivită de profil pentru pale închise, cu deschidere, drepte și elicoidale. Este important de considerat condițiile în care au fost efectuate testele. Turbinele analizate, cu rezultatele descrise în capitolul II, au operat în condiții Reynolds cu valori de până de 40.000 (calculate implicând viteza relativă a vântului, vezi relația 1.12). În condițiile unui flux de 5-8 m/s, curgerea în jurul palelor unei turbine cu dimensiuni de ordinul metrilor este caracterizată de valori  $Re$  care depășesc 100.000. Dacă e să transpunem rezultatele testelor efectuate pentru cazul turbinelor cu astfel de dimensiuni, este de așteptat ca tendințele generale să se respecte cel puțin în condiții Reynolds scăzute echivalente vitezelor mici ale vântului. Totuși supozițiile trebuie confirmate.

Studiul dovedește aplicabilitatea practică a palelor din plastic de tip HDPE.

**Impactul elaborărilor.** Recomandările formulate, în rezultatul cercetărilor experimentale efectuate de autor, vin să facă o claritate privind aspectele practice legate de conceperea formei palei rotorului eolian cu ax vertical de putere mică, în particular alegerea profilului aerodinamic, poziția acestuia față de axa rotorului și impactul formei elicoidale asupra eficienței de conversie a energiei eoliene. Drept rezultat, proiectantul de turbine eoliene va avea la dispoziție recomandări clare care-l vor ghida pas-cu-pas la etapa de selectare și calcul a parametrilor constructivi necesari pentru proiectarea și fabricarea rotorului eolian cu ax vertical de putere mică. Totodată autorul, printr-un exemplu de tehnologie de fabricație, demonstrează posibilitatea utilizării plasticului HDPE la obținerea palelor pentru rotorul eolian, fapt care vine să încurajeze dezvoltarea proiectelor de reprocesare și reutilizare a plasticului. În scopul sporirii impactului realizatelor obținute în cadrul lucrării, acestea au fost diseminate în 1 monografie, 8 articole științifice publicate în reviste de specialitate din țară și străinătate, au fost prezentate la peste 18 saloane internaționale de invenție (Anexa 14), iar pentru soluțiile tehnice dezvoltate de autor au fost obținut 2 brevete de invenție și depusă 1 cerere de brevet la AGEPI. Rezultatele cercetărilor au fost utilizate în procesul de studiu la ciclul II (masterat) ISCER la disciplina „Sisteme de conversie a energiei eoliene” (act de implementare – Anexa 15) iar pentru viitor se propune continuarea diseminării rezultatelor lucrării (cursuri, interviuri, ziare, broșuri, vloguri etc.) în vederea sporirii impactului acestora și popularizării surselor regenerabile de energie.

## Recomandări – subiecte de cercetare pe viitor

Pentru continuarea cercetării sunt recomandate următoarele subiecte:

- Stabilirea mărimii optime a deschiderii la bordul de fugă al palelor. De determinat dacă valoarea optimă depinde de profilul aerodinamic ales sau există o mărime generală;
- Influența formei palei (dreaptă, curbată, elicoidală) asupra capacității de demarare a rotorului;
- Poziționarea optimă a curburii pentru diferite profile aerodinamice asimetrice. De determinat dacă poziționarea curbură exterior este benefică pentru toate profilele aerodinamice asimetrice sau depinde de fiecare profil în parte;
- Studiul extensiv al influenței raportului de aspect asupra eficienței TEAV în vederea identificării unor tendințe generale, dacă există. Analiza să includă diferite forme ale palelor cu diferite profile aerodinamice și valori ale solidității;
- Testarea pe TEAV a profilelor aerodinamice „exotice” așa cum sunt modelele foarte subțiri cu performanță ridicată (spre exemplu Eppler 376, E63, AH-7-47-6 și alte versiuni din topul performanței la valori  $Re = 10^5$  conform [www.airfoiltools.com](http://www.airfoiltools.com));
- Testarea profilelor aerodinamice selectate de Bostan ș. a. [105] și anume GOE 176 (Albatros 7020), GOE 358, GOE 496, Wortmann FX 60-126-1, SL-1 Shucoskj, NREL S1210 12%, Berghey BE50, Berghey SH3052 aplicate pentru rotoare cu ax vertical;
- Realizarea unei baze de date, actualizate în mod continuu, care să conțină performanța aerodinamică diferitor profile aerodinamice aplicate pentru turbinele eoliene cu ax vertical;
- Influența brațelor de suport a palelor asupra eficienței TEAV. Studiul brațelor de suport cu secțiunea transversală în formă de profil aerodinamic de diferit tip: simetric, asimetric, căuș, cu deschidere la bordul de fugă pe interior și exterior etc.;
- Dezvoltarea unui mecanism de schimbare dinamică a unghiului de înclinație în timpul rotației cu implicarea forțelor aerodinamice;
- În condițiile unei corzi constante, de stabilit cum depinde performanța rotorului de grosimea aceluiași profil aerodinamic. Lucrul dat presupune înlăturarea, la necesitate, a unei porțiuni de la bordul de fugă;
- Studiul vibrațiilor TEAV și dependența magnitudinii solicitărilor de forma palei, profil aerodinamic etc.;
- Turbine de tip Maglev și turbine de rotație mică cu mai multe puncte de sprijin, acționate de forțele de rezistență. Potențialul acestora este argumentat de vibrațiile mici sau inexistente.



## BIBLIOGRAFIE

1. Biroul Național de Statistică al Republicii Moldova. *Balanța energetică a Republicii Moldova, Culegere statistică 2018*. Chișinău 2020. 53 p.  
Disponibil:  
[https://statistica.gov.md/public/files/publicatii\\_electronice/balanta\\_energetica/BE\\_editia\\_2020\\_rom.pdf](https://statistica.gov.md/public/files/publicatii_electronice/balanta_energetica/BE_editia_2020_rom.pdf) [citat 01.04.2021].
2. NEWELL, R. G., RAIMI, D., ALDANA, G. *Global Energy Outlook 2019: The Next Generation of Energy. Resources for the Future*. Report 19-06 July 2019. 38 p.  
Disponibil: [https://media.rff.org/documents/GEO\\_Report\\_8-22-19.pdf](https://media.rff.org/documents/GEO_Report_8-22-19.pdf) [citat 27.03.2020].
3. Legea nr. 10 din 26.02.2016 privind promovarea utilizării energiei din surse regenerabile. Publicat în Monitorul Oficial Nr. 69-77 la 25.03.2016, art. Nr: 117. Data intrării în vigoare: 25.03.2017. 21 p.
4. BOSTAN, I. ș. a. *Sisteme de conversie a energiei regenerabile*. ISBN 978-995-63-076-4, Editura Tehnica-Info. Chișinău, 2007. 592 p.
5. Proiectul Energie și Biomasă finanțat de Uniunea Europeană și implementat de Programul Națiunilor Unite pentru Dezvoltare. Plante energetice, 25.02.2016 Disponibil: <http://biomasa.md/piata-de-producere-a-bioenergiei/plante-energetice/> [citat 29.03.2018].
6. SOBOR, I., CHICIUC, A., RACHIER, V. *Atlasul resurselor energetice eoliene al Republicii Moldova*. ISBN 978-9975-87-215-7. Chișinău, 2017. 176 p.
7. ASLAM BHUTTA, M. M. ș. a. Vertical axis wind turbine – A review of various configurations and design techniques. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(4), (2012), 1926–1939. doi:10.1016/j.rser.2011.12.004. 14 p.
8. CASINI, M. Small vertical axis wind turbines for energy efficiency of buildings. *Journal of Clean Energy Technologies*, Vol. 4, No. 1, January 2016, doi:10.7763/JOCET.2016.V4.254. 10 p.
9. BUTBUL, J. A. *The impact of inertia forces on a morphing wind turbine blade in a vertical axis configuration: a wind tunnel test*. Master of Science Thesis, Faculty of San Diego State University, 2014. 95 p.
10. TESCIONE, G., SIMÃO FERREIRA, C. J., VAN BUSSEL, G. J. W., Analysis of a free vortex wake model for the study of the rotor and near wake flow of a vertical axis wind turbine. *Renewable Energy*, Volume 87, Part 1, 2016, Pages 552-563, ISSN 0960-1481, doi.org/10.1016/j.renene.2015.10.002. 12 p.

11. ANDERSON, E. ş. a. *A broad overview of energy efficiency and renewable energy opportunities for department of defense installations*. NREL/TP-7A20-50172. August 2011. 213 p. Disponibil <https://core.ac.uk/download/pdf/193220993.pdf> [citat 10.02.2021].
12. SAGHARICHI, A., MAGHREBI, M. J., ARABGOLARCHEH, A. Variable pitch blades: An approach for improving performance of Darrieus wind turbine. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 8(5), 053305 (2016). doi:10.1063/1.4964310. 25 p.
13. BITSCH, J. ş. a. *Modeling of a vertical axis wind turbine with respect to pitching angle and wing profiles*. Aalborg University, May 26th 2011. 155 p.
14. GASCH, R., TWELE, J. editors. *Wind Power Plants, Fundamentals, Design, Construction and Operation*. Second edition, Springer, 2012, ISBN 978-3-642-22937-4, doi:10.1007/978-3-642-22938-1. 548 p.
15. HANSEN, M. O. L. *Aerodynamics of Wind Turbines*. Second edition, 2008, ISBN: 978-1-84407-438-9. 181 p.
16. MARTEN, D. ş. a. Qblade: an open source tool for design and simulation of Horizontal and Vertical Axis Wind Turbines. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Volume 3, Special Issue 3: ICERTSD 2013, pages 264-269. 6 p.  
Programul este disponibil: <http://www.q-blade.org/> [citat 02.05.2020].
17. CLARKE, J., HANCOX, L., MACKENZIE, D., WHELAN, M. *Design of a vertical-axis wind turbine*. Final report, 2014. 100 p.  
Disponibil: [https://munvawtdesign.weebly.com/uploads/2/5/9/4/25940231/final\\_report.pdf](https://munvawtdesign.weebly.com/uploads/2/5/9/4/25940231/final_report.pdf) [citat 28.03.20].
18. EBOIBI, O. *The influence of blade chord on the aerodynamics and performance of vertical axis wind turbines*. Doctor of philosophy thesis, The University of Sheffield, Mechanical Engineering Department, October 2013. 258 p.
19. ROH, S.-C., KANG, S.-H. Effects of a blade profile, the Reynolds number, and the solidity on the performance of a straight bladed vertical axis wind turbine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(11), 3299–3307. (2013). doi:10.1007/s12206-013-0852-x. 9 p.
20. BRUSCA, S., LANZAFAME, R., MESSINA, M. Design of a vertical-axis wind turbine: how the aspect ratio affects the turbine's performance. *International Journal of Energy and Environmental Engineering* (2014) 5:333–340, doi:10.1007/s40095-014-0129-x. 8 p.
21. KUMAR P. M., KULKARNI, R., SRIKANTH, N., LIM, T.-C. Performance Assessment of Darrieus Turbine with Modified Trailing Edge Airfoil for Low Wind Speeds. *Smart Grid and Renewable Energy* (2017). 8, 425-439. doi.org/10.4236/sgre.2017.812028. 15 p.

22. FERREIRA C. S., VAN KUIK, G., VAN BUSSEL, G., SCARANO, F. Visualization by PIV of dynamic stall on a vertical axis wind turbine. *Exp Fluids* (2009) 46:97–108, doi 10.1007/s00348-008-0543-z. 12 p.
23. STRICKLAND, J. H. *The Darrieus turbine, a performance prediction model using multiple streamtubes*. Energy report, Sandia Laboratories, 1975. 36 p.
24. PARASCHIVOIU I. *Wind turbine design with emphasis on Darrieus concept*. Ecole Polytechnique de Montréal, 2002, ISBN 2-553-00931-3. 438 p.
25. BERI, H., YAO, Y. Double multiple stream tube model and numerical analysis of vertical axis wind turbine. *Energy and Power Engineering*, 2011, 3, 262-270. doi:10.4236/epe.2011.33033. 9 p.
26. BIADGO A. M., SIMONOVIC, A., KOMAROV, D., STUPAR, S. Numerical and analytical investigation of Vertical Axis Wind Turbine. Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, *FME Transactions* 2013, 41, 49-58. 10 p.
27. DYACHUK, E., GOUDE, A. Simulating dynamic stall effects for vertical axis wind turbines applying a Double Multiple Streamtube model. *Energies* 2015, 8, 1353-1372; doi:10.3390/en8021353. 20 p.
28. PATEL, B., KEVAT, V. Performance prediction of straight bladed Darrieus wind turbine by Single Streamtube Model. *International Journal of Advanced Engineering Technology* E-ISSN 0976-3945. Vol. IV, Issue II, 2013/86-89. 4 p.
29. ROSCHER, B. *Structural optimization of a vertical axis wind turbine with aeroelastic analysis*. Master of Science thesis, European Wind Energy Master, Delft University of Technology, Technical University of Denmark, Department of Wind Energy Sandia National Laboratories, Fraunhofer Institute, 2014. 137 p.
30. KIRKE, B. K. *Evaluation of self-starting vertical axis wind turbines for stand-alone applications*. PhD thesis, Griffith University, 1998. 340 p.
31. AHMADI-BALOUTAKI, M., CARRIVEAU, R., TING, D. S-K. Straight-bladed vertical axis wind turbine rotor design guide based on aerodynamic performance and loading analysis. doi:10.1177/0957650914538631, *SAGE Journals*, 2014. 18 p.
32. REZAEIHA, A., MONTAZERI, H., BLOCKEN, B. Towards optimal aerodynamic design of vertical axis wind turbines: Impact of solidity and number of blades. *Energy*, 165(B) (2018), 1129-1148. doi.org/10.1016/j.energy.2018.09.192. 20 p.
33. AMET, E., MAÎTRE, T., PELLONE, C. ARCHARD, J.-L. 2D Numerical Simulations of Blade-Vortex Interaction in a Darrieus Turbine. *Journal of Fluids Engineering*, 131(11) (2009), 111103. doi:10.1115/1.4000258. 15 p.

34. CASTILLO, J. *Small-scale vertical axis wind turbine design*. Bachelor's thesis, Tampere University of Applied Sciences, 2011. 54 p.
35. IONESCU, R. D., VLASE, S., IVANOIU, M. Rotor design for vertical axis wind turbines, suitable for urban seashore environment or naval industry implementation (numerical methods and analytical calculus). Special issue of *JIDEG* Volume 9, International Conference ISTM 2014 papers. 4 p.
36. SCHEURICH, F., BROWN, R. E. *Vertical-axis wind turbines in oblique flow: sensitivity to rotor geometry*. University of Glasgow, Glasgow, UK. 8 p.  
Disponibil: <https://bit.ly/3bka8Mx> [citat 28.03.202].
37. EL-SAMANOUDY, M., GHORAB, A. A. E., YOUSSEF, S. Z. Effect of some design parameters on the performance of a Giromill vertical axis wind turbine. *Ain Shams Engineering Journal*, 1(1), 85–95. (2010). doi:10.1016/j.asej.2010.09.012. 11 p.
38. ABDALRAHMAN, G., MELEK, W., LIEN, F. S. Pitch angle control for a small-scale Darrieus vertical axis wind turbine with straight blades (H-Type VAWT). *Renewable Energy* 114 (2017) 1353-1362, doi.org/10.1016/j.renene.2017.07.068. 10 p.
39. XU, Y. L., PENG, Y. X., ZHAN, S. Variable pitch to high-solidity straight-bladed VAWTs for power enhancement. 10th International Conference on Applied Energy (ICAE2018) *Energy Procedia* Volume 158 (2019) 382-387 DOI:10.1016/j.egypro.2019.01.119. 6 p.
40. ZHANG, L. X., LIANG, Y. B., LIU X. H., GUO J. Effect of blade pitch angle on aerodynamic performance of straight-bladed vertical axis wind turbine. *Journal of Central South University*, 21(4) (2014), pp. 1417–1427. doi:10.1007/s11771-014-2080-7. 11 p.
41. GUO, Y. ş. a. Aerodynamic analysis of a step adjustment method for blade pitch of a VAWT. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics* 188 (2019) 90–101. DOI.org/10.1016/j.jweia.2019.02.023. 12 p.
42. GOSSELIN, R., DUMAS, G., BOUDREAU, M. Parametric study of H-Darrieus vertical-axis turbines using uRANS simulations. 21st Annual Conference of the CFD Society of Canada, Sherbrooke, Canada, May 6–9, 2013. 16 p.
43. FIRDAUS, R., KIWATA, T., KONO, T., NAGAO, K. Numerical and experimental studies of a small vertical-axis wind turbine with variable-pitch straight blades. *Journal of Fluid Science and Technology*, 10(1), (2015) JFST0001–JFST0001. doi:10.1299/jfst.2015jfst0001. 15 p.
44. HWANG, I. S. ş. a. Efficiency improvement of a new vertical axis wind turbine by individual active control of blade motion. *Smart Structures and Materials 2006: Smart Structures and Integrated Systems*, 617311. doi.org/10.1117/12.658935. 8 p.

45. XU, Y.-L., PENG, Y.-X., ZHAN, S. Optimal blade pitch function and control device for high-solidity straight-bladed vertical axis wind turbines. *Applied Energy*, 242, (2019) 1613–1625. doi:10.1016/j.apenergy.2019.03.151. 13 p.
46. ZHAO, Z. ş. a.. Variable Pitch Approach for Performance Improving of Straight-Bladed VAWT at Rated Tip Speed Ratio. *Applied Sciences*, 8(6), (2018), 957. doi:10.3390/app8060957. 23 p.
47. URSUA, I. U. *Vertical axis wind turbine*. (Philippines), Patent EP1334276B1, European Patent Office, Date of filing: 16.10.2001. 20 p.
48. NEMEC, O. *Large vertical-axis variable-pitch wind turbine*. (Croatia), Patent US6320273B1, United States. Filed: Feb. 12, 2000. 23 p.
49. HAAR, J. *Vertical axis wind turbine*. (United States), Patent EP2561222B1, European Patent Office. Date of filing: 08.04.2011. 26 p.
50. KELLY, S. T. *Vertical axis wind turbine*. (United States), Patent US20120269629A1 United States. Filed: Jul. 3, 2012. 11 p.
51. COOPER, P., KENNEDY, O. C. Development and Analysis of a Novel Vertical Axis Wind Turbine. *Proceedings Solar 2004 - Life, The Universe and Renewables* (pp. 1-9). Australian and New Zealand Solar Energy Society (ANZSES) (2004). 9 p.
52. SHUQIN, L. Magnetic Suspension and Self-pitch for Vertical-axis Wind Turbines. Chapter in *Fundamental and Advanced Topics in Wind Power*. (2011). doi:10.5772/22598 16 p.
53. BOUZAHER, M. T., HADID, M., SEMCH-EDDINE, D. Flow control for the vertical axis wind turbine by means of flapping flexible foils. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39(2) (2016), 457–470. DOI:10.1007/s40430-016-0618-3. 14 p.
54. ANDERSON, J. D. JR. *Fundamentals of Aerodynamics*. ISBN 978-0-07-339810-5. 1106 p.
55. ISLAM, M., FARTAJ, A., CARRIVEAU, R. Analysis of the design parameters related to a fixed-pitch straight-bladed vertical axis wind turbine. *Wind engineering*, volume 32, No. 5, 2008 pp 491–507. 18 p.
56. ABDULKADIR, M. A. *Aerodynamic optimization of small scale horizontal axis wind turbine blades*. Master Thesis, School of Aerospace, RMIT University, Melbourne, Australia, 2014. 165 p.
57. XU, W., LI, G., WANG, F., LI, Y. High-resolution numerical investigation into the effects of winglet on the aerodynamic performance for a three-dimensional vertical axis wind turbine, *Energy Conversion and Management*, 205 (2020) 112333. 14 p. doi:10.1016/j.enconman.2019.112333.

58. ZHANG, T. T. ş. a. Winglet design for vertical axis wind turbines based on a design of experiment and CFD approach. *Energy Conversion and Management* 195 (2019) 712-726. doi:10.1016/j.enconman.2019.05.055. 15 p.
59. TANGLER, J. L. *The Evolution of Rotor and Blade Design*. NREL report (NREL/CP-500-28410) presented at American Wind Energy Association, (2000). 11 p.
60. YI, M., JIANJUN, Q., YAN, L. Airfoil design for vertical axis wind turbine operating at variable tip speed ratios. *The Open Mechanical Engineering Journal*, Volume 9, 2015, pp. 1007-1016. 10 p.
61. ISLAM, M., TING, D. S-K., FARTAJ, A. Desirable airfoil features for smaller-capacity straight-bladed VAWT. *Wind engineering*, Volume 31 No. 3, 2007, pp. 165–196. 32 p.
62. TUMMALA, A. ş. a. A review on small scale wind turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 56, April 2016, pp. 1351-1371. doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.027. 21 p.
63. DU, L., INGRAM, G., DOMINY, R. G. A review of H-Darrieus wind turbine aerodynamic research. *Journal of Mechanical Engineering Science* 0(0), 2019, 1–27. doi:10.1177/0954406219885962. 27 p.
64. ISLAM, M., FARTAJ, A., CARRIVEAU, R. Design analysis of a smaller-capacity straight-bladed VAWT with an asymmetric airfoil. *International Journal of Sustainable Energy*, Vol. 30, No. 3, 2011, pp. 179–192. 15 p.
65. CHEN, J., YANG, H., YANG, M., XU, H. The effect of the opening ratio and location on the performance of a novel vertical axis Darrieus turbine. *Energy* 89, (2015), 819-834. 16 p. doi:10.1016/j.energy.2015.05.136.
66. ZAMANI, M. NAZARI, S., MOSHIZI, S. A., MAGHREBI, M. J. Three dimensional simulation of J-shaped Darrieus vertical axis wind turbine. *Energy* 116, (2016), 1243-1255. doi:10.1016/j.energy.2016.10.031. 13 p.
67. SIDDIQUI A. S. ş. a. *Performance evaluation of H-type Darrieus VAWT with J-shaped blade geometry at variable pitch angles*. AIP Conference Proceedings 2119, (2019), 020010. doi.org/10.1063/1.5115369. 10 p.
68. MOHAMED M. H. Criticism study of J-Shaped Darrieus wind turbine: Performance evaluation and noise generation assessment. *Energy* 177, (2019), 367-385. doi.org/10.1016/J.energy.2019.04.102. 19 p.
69. DUMITRACHE, A., FRUNZULICA F., DUMITRESCU, H., SAUTEAN, B. Influences of some parameters on the performance of a small vertical axis wind turbine. *Renewable Energy Environmental Sustainability* 1, 16 (2016) doi:10.1051/rees/2016024. 5 p.

70. WIRAICHAJ, R. *Optimization of vertical axis wind turbines*. PhD thesis, Northumbria University, 2004. Disponibil: <https://bit.ly/2T2qALh> [citat 13.05.2020]. 272 p.
71. RACITI CASTELLI, M., DE BETTA, S., BENINI, E. Effect of blade number on a straight-bladed vertical-axis Darreius wind turbine. World Academy of Science, Engineering and Technology, *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering* Vol:6, No:1, 2012. 7 p.
72. CHEN, J. *CFD simulation and experiments on optimization design of vertical axis wind turbines (VAWTs)*. PhD thesis, The Hong Kong Polytechnic University, 2013, Disponibil: <http://ira.lib.polyu.edu.hk/handle/10397/6419> [citat 14.05.2020]. 316 p.
73. NAOI, K., TSUJI, K., SHIONO, M., SUZUKI, K. Study of characteristics of Darrieus-type straight-bladed vertical axis wind turbine by use of ailerons. *Journal of Ocean and Wind Energy* (ISSN 2310-3604), Vol. 2, No. 2, May 2015, pp. 107–112. [dx.doi.org/10.17736/JOWE.2015.MMR04](https://doi.org/10.17736/JOWE.2015.MMR04). 6 p.
74. YOKOI, T. *Vertical axis wind turbine and wind turbine blade*. (Japan), Patent US20070177970A1, United States, Filed: Mar. 30, 2005. 16 p.
75. NOGUCHI, N. *Vertical axis wind turbine*. Tsuneco (Japan), Patent JP3996945B1, Japan, Application granted 2007-10-24. 11 p.
76. MIAU, J. J. ş. a. Design and test of a vertical-axis wind turbine with pitch control. *Applied Mechanics and Materials* Vol. 225 (2012) pp. 338-343. [doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.225.338](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.225.338). 7 p.
77. ATTEY, G. S. *A wind turbine apparatus*. (Australia), Patent EP2102493B1, European Patent Office, Date of filing: 04.12.2007. 14 p.
78. TADASHI, Y. *Blade for vertical shaft wind wheel and vertical shaft wind wheel*. (Japan) Patent EP1757806A1, European Patent Office, Date of filing: 25.05.2005. 27 p.
79. SHEINMAN, R. Y. *Turbine blade constructions particular useful in vertical-axis wind turbines*. (IL), Patent US20100322770A1, United States, Filed: Dec. 2, 2008. 17 p.
80. CIUPERCĂ, R. *Contribuții la elaborarea și cercetarea rotorului eolian elicoidal*. Teză de doctor în științe tehnice, Universitatea Tehnică a Moldovei, Chișinău, 2010. 237 p.
81. YOON, Y. I. *Vertical axis type Darrieus windmill*. (South Korea), Patent KR100933790B1, South Korea, application granted 2009-12-24. 11 p.
82. TONG, W., editor. *Wind power generation and wind turbine design*. ISBN 978-1-84564-205-1, WIT Press 2010. Disponibil: <https://bit.ly/3dY7e27> [citat 15.05.2020]. 725 p.

83. BATTISTI, L., BRIGHENTI, A., BENINI, E., RACITI CASTELLI, M. Analysis of different blade architectures on small VAWT performance. *Journal of Physics*, Conference Series 753 (2016). doi:10.1088/1742-6596/753/6/062009. 11 p.
84. CHEN, C.-C., KUO, C.-H. Effects of pitch angle and blade camber on flow characteristics and performance of small-size Darrieus VAWT. *Journal of Visualization*, 16(1) (2012), 65–74. doi:10.1007/s12650-012-0146-x. 10 p.
85. DOMINY, R., LUNT, P., BICKERDYKE, A., DOMINY, J. Self-starting capability of a Darrieus turbine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: *Journal of Power and Energy*, 221(1) (2007), 111–120. doi:10.1243/09576509jpe340. 10 p.
86. HILL, N., DOMINY, R., INGRAM, G., DOMINY, J. Darrieus turbines: The physics of self-starting. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: *Journal of Power and Energy*, 223(1) (2008), 21–29. doi:10.1243/09576509jpe615. 9 p.
87. LIU, W., XIAO, Q. Investigation on Darrieus type straight blade vertical axis wind turbine with flexible blade. *Ocean Engineering*, 110 (2015), 339–356. doi:10.1016/j.oceaneng.2015.10.027. 18 p.
88. STAMPA, U. *Vorrichtung zur umwandlung von windenergie* (English – Wind-driven rotor with vertical shaft - has blades formed by helical strips with ends held between radial spokes on rotor shaft). (Germany), Patent DE2948060A1, German Patent and Trade Mark Office. Application date: 29.11.1979, 7 p.  
Disponibil: <https://bit.ly/3dTZT3z>, <https://bit.ly/2y3KZIW> [citat 15.05.2020].
89. GORLOV, A. M. *Unidirectional helical reaction turbine operable under reversible fluid flow for power systems*. (United States), Patent US5451137A, United States, Filed: Apr. 22, 1994. 17 p.
90. MCINTOSH, S. C., BABINSKY, H., BERTENYI, T. *Aerodynamic modeling of swept bladed vertical axis wind turbines*. 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition 5 – 8 January 2009, Florida, US. 15 p.
91. SCHEURICH, F. *Modeling the aerodynamics of vertical-axis wind turbines*. PhD thesis, 2011, University of Glasgow, UK. 191 p. Disponibil: <http://theses.gla.ac.uk/2897/> [citat 15.05.2020].
92. SCHEURICH, F., FLETCHER, T. M., BROWN, R. E. *The influence of the blade curvature and helical blade twist on the performance of a vertical axis wind turbine*. 48th AIAA Aerospace Science Meeting Including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition 4-7, January 2010, Florida, US. 16 p.



93. *Generating eco-friendly power with metal rotor blades*. Fraunhofer-Gesellschaft, 2015. Disponibil: <https://phys.org/news/2015-05-eco-friendly-power-metal-rotor-blades.html> [citat 17.05.2020].
94. *STC Showcase: Wing Ribs*. Dakota Cub. Posted on January 20, 2011. Disponibil: <https://bit.ly/2z4ObEm> [citat 17.05.2020].
95. *VAWT windmill aluminum alloy blades*. Tangshan Toyoda Technology Co., Ltd. Hebei, China, Alibaba.com. Disponibil: <https://bit.ly/2zNRiAl> [citat 17.05.2020].
96. *Semtive Nemoi Residential Wind Turbine*. Pagina de Youtube a companiei Semtive International. Disponibil: <https://youtu.be/mE-3rL02St8?t=63>, minutul 1:03 [citat 17.05.2020].
97. *Compania Semtive, SUA*. Disponibil: [www.semtive.com](http://www.semtive.com) sau [www.facebook.com/semtive](https://www.facebook.com/semtive) [citate 17.05.2020].
98. *Industrial aluminium extruded cooling blade*. Shanghai Brilliance General Equipment Co., Ltd., China, Alibaba.com. Disponibil: <https://bit.ly/2zMXg4u> [citat 17.05.2020].
99. *Enessere Hercules wind turbine*. Pagina companiei Enessere, Italia. Disponibil: <https://www.enessere.com/en/products/hercules-wind-turbine/> [citat 17.05.2020].
100. HAU, E. *Wind turbines, Fundamentals, Technologies, Application, Economics*. 2nd edition, ISBN-10 3-540-24240-6, Springer Berlin Heidelberg New York, 2006. 783 p.
101. GUȚU, M. *Optimizarea structurii de rezistență a palelor aerodinamice pentru turbine eoliene*. Teză de doctor în științe tehnice, Universitatea Tehnică a Moldovei, 2017. 151 p.
102. BRANNER, K. *Structural design of wind turbine blades*. Cursul de energie eoliană de la Universitatea Tehnică din Danemarca. Lecție video disponibilă pe pagina de Youtube a DTU Wind Energy. Disponibil: <https://youtu.be/KyRp6aOQ1fg?t=187>. Minutul 3:07 [citat 18.05.2020].
103. BERE, P. *Materiale compozite polimerice*. ISBN 978-973-662-723-1, Editura U.T.Press, Cluj Napoca, România, 2012. 252 p.
104. COTFAS, P. A., COTFAS, D. T. Design and implementation of RELab system to study the solar and wind energy. *Measurement*, 93 (2016), 94–101.
105. BOSTAN, I., DULGHERU, V., CIUPERCA, R. Theoretical aerodynamic analyses of airfoils for use on small wind turbines and selection of optimal profiles for the wing of helical wind turbine functional model (Part I). *Bulletin of the Polytechnic Institute of Jassy*, Machine Building section LII (LVI), Fasc. 5D, 2006. Pp. 1280 - 1284. 4p.
106. BOSTAN, V., BOSTAN, I., RABEI, I., GUTU, M., DULGHERU, V. Vertical Axis Wind Turbines. Optimal Positioning of the Blades Defined by Asymmetrical Airfoils. In: Visa I.,

- Duta A. (eds) *Solar Energy Conversion in Communities*. Springer Proceedings in Energy (2020). Springer, Cham. doi.org/10.1007/978-3-030-55757-7\_15. 7p.
107. **RABEI, I.** Experimental observations on efficiency difference between helical and straight bladed vertical axis wind turbines. *Journal of Engineering Science*, XXVII (4), 37–44. (2020) doi.org/10.5281/zenodo.4288258. 8 p.
108. **RABEI, I.** The performance of different vertical axis wind turbines with J-shaped blades. *Journal of Engineering Science*, XXVIII (2), (2020) 24–36. doi.org/10.5281/zenodo.3784283. 13 p.
109. **RABEI, I., GUȚU M.** Analysis of the influence of the aspect ratio on the vertical axis wind rotor performance. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Volume 564, Innovative Manufacturing Engineering and Energy (IManEE 2019). doi: 10.1088/1757-899X/564/1/012076. 6 p.
110. Produsul companiei *Ark Multiple* Disponibil: <https://www.indiamart.com/proddetail/1kw-vertical-axis-wind-turbine-8987001455.html> [citat 18.06.2020].
111. *GreenTerraFirma*, Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) Designs, Lenz2 VAWT - 52 Watts at 12.5 mph, Disponibil: <https://greenterrafirma.com/wind%20turbines.html> [citat 18.06.2020].
112. BOSTAN, V., BOSTAN, I., **RABEI, I.**, DULGHERU, V., CIUPERCA, R. Vertical Axis Wind Turbines: The Behavior of Lift and Drag Airfoils. In: Visa I., Duta A. (eds) *Solar Energy Conversion in Communities*. Springer Proceedings in Energy (2020). Springer, Cham. doi.org/10.1007/978-3-030-55757-7\_14. 12 p.
113. **RABEI, I.** Vertical Axis Wind Turbines: Open Airfoils and Plastic Blades. *2021 International Conference on Electromechanical and Energy Systems (SIELMEN)*, 2021, pp. 051-056, doi: 10.1109/SIELMEN53755.2021.9600333, ISBN: 978-1-6654-0078-7, 550 p.
114. HASHEM, I., MOHAMED, M. H. Aerodynamic performance enhancements of H-rotor Darrieus wind turbine. *Energy*, 142 (2018), 531–545. doi:10.1016/j.energy.2017.10.036. 32 p.
115. GEISSDOERFER, M., SAVAGET, P., BOCKEN, N. M. P., HULTINK, E. J. The Circular Economy – A new sustainability paradigm?. *Journal of Cleaner Production*. Volume 143, 1 February 2017, Pages 757-768. doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.12.048. 12p.
116. Departamentul Economic și Social al ONU. *17 Obiective de Dezvoltare Durabilă*. Disponibil: <https://www.un.org/development/desa/disabilities/envision2030.html> [citat 07.01.2021].
117. CIUPERCĂ, R., **RABEI I.** *Pală pentru rotorul turbinei eoliene cu ax vertical*. Brevet de invenție nr. 1544Y, data publicării hotărârii 2021.06.30 Int. Cl. F03D 3/00 (2006.01); F03D 3/06 (2006.01);. Nr depozit: s 2019 0098, Data depozit: 2019.09.16.

118. JOB, S. *Composite recycling Summary of recent research and development*. Raport 2010. Disponibil: <http://bit.ly/Composite-Recycling> [citat 30.12.2019], 26 p.
119. JOB, S. ș. a. *Composites recycling: Where are we now?* Raport 2016. Disponibil: <http://bit.ly/Composite-Recycling-2016> [citat 30.12.2019], 11 p.
120. BROWN, S. ș. a. *FRP Circular economy study, Industry Summary*. Raport 2018. Disponibil: <http://bit.ly/Composite-Recycling-2018> [citat 30.12.2019], 10 p.
121. Ministerul Mediului al Republicii Moldova, Academia de Științe a Moldovei, Grădina Botanică și Institutul de Zoologie. *Cartea Roșie a Republicii Moldova*. Editura Știința, 2015, ISBN 978-9975-67-998-5, Disponibil: <http://gradinabotanica.asm.md/sites/default/files/Cartea%20Rosie-ilovepdf-compressed.pdf> [citat 19.12.19]. 492 p.
122. Uniunea Internațională de Conservare a Naturii (IUCN). *Lista roșie*. Disponibil: <https://www.iucnredlist.org> [citat 19.12.2019].
123. GHEȚIU, M. M., TOPOREȚ, V. *Chimia lemnului*. Ch.: Tehnica-Info, 2010, ISBN 978-9975-63-310-9. 404 p.
124. FURDUI, C., FEKETE-NAGY, L. *Structuri din lemn*. 2009, Disponibil: <http://bit.ly/Structuri-din-Lemn>, [citat 23.12.2019], 94 p.
125. ONCIUL, M. M. *Studiul lemnului - curs pentru învățământul la distanță*. Disponibil <http://bit.ly/Studiul-lemnului>, <http://bit.ly/Onciul-St-Lemn>, [citat 07.01.2021], 126 p.
126. APA - The Engineered Wood Association. *EN 350:2016 - Durability of wood and wood-based products*. Disponibil <http://bit.ly/List-of-Individual-Standards>, [citat 07.01.2021].
127. BLANC, G. *The ultimate guide to wood working*. (2001), Traducere Velimirovici Dacian (2007) *Prelucrarea lemnului – o pasiune pentru casă*. Editura Aquila, Oradea, ISBN 978-973-714-192-7. 427 p.
128. Agenția MOLDSILVA. *Structura Fondului Forestier National*. Disponibil <http://www.moldsilva.gov.md/pageview.php?l=ro&idc=267&t=/Fondul-forestier-national/Structura-Fondului-Forestier-National>, [citat 08.01.2021].
129. Agenția MOLDSILVA. *Resursele Forestiere ale RM*. Disponibil <http://www.moldsilva.gov.md/pageview.php?l=ro&idc=180&t=/Fondul-forestier-national/Resursele-forestiere&>, [citat 08.01.2021].
130. Experimental Aircraft Channel. *She is a Builder! Wood Worker! Prop Maker! Machinist!* Interview with Alaina Lewis, [www.youtube.com](http://www.youtube.com). Disponibil: <https://www.youtube.com/watch?v=HHXlhJIPqKg>, durata minute 36:40, [citat 04.01.2020].

131. U.S. Department of Health and Human Services, National Institutes of Health, National Cancer Institute. *Formaldehyde and Cancer Risk*. Disponibil: <https://www.cancer.gov/about-cancer/causes-prevention/risk/substances/formaldehyde/formaldehyde-fact-sheet>, [citat 13.01.2020].
132. EBNEAJJAD, S. Introduction to Plastics. Editor(s): Baur E., Ruhrberg K., Woishnis W. In *Plastics Design Library, Chemical Resistance of Engineering Thermoplastics*, William Andrew Publishing, 2016, Pages xiii-xxv, ISBN 9780323473576, doi.org/10.1016/b978-0-323-47357-6.00021-0. 13 p. Disponibil: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780323473576000210> [citat 09.01.2021].
133. GOODSHIP, V. Editor. *Practical guide to injection moulding*. Rapra Technology Limited and ARBURG Limited 2004, ISBN: 1-85957-444-0. 264 p.
134. German Social Accident Insurance. *GESTIS - Information system on hazardous substances*. Disponibil: <https://gestis-database.dguv.de> [citat 11.12.2019].
135. JOHNSON, T. *Most Common Plastics*. ThoughtCo, Mar. 10, 2019, Disponibil: [thoughtco.com/most-common-plastics-820351](http://thoughtco.com/most-common-plastics-820351) [citat 10.12.2019].
136. Polymer Properties Database. *Polyolefins (Polyalkenes)*. Disponibil: [www.polymerdatabase.com/polymer%20classes/Polyolefin%20type.html](http://www.polymerdatabase.com/polymer%20classes/Polyolefin%20type.html) [citat 09.01.2021].
137. HUFF, J., INFANTE, P. F. Styrene exposure and risk of cancer. *Mutagenesis* 2011; 26(5):583–584. doi:10.1093/mutage/ger033. Disponibil: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC3165940/>, [citat 09.01.2021].
138. MUNIYASAMY, S., OFOSU, O., JOHN, M. J., ANANDJIWALA, R. D. Mineralization of Poly(lactic acid) (PLA), Poly(3-hydroxybutyrate-co-valerate) (PHBV) and PLA/PHBV Blend in Compost and Soil Environments. *Journal of Renewable Materials*, Volume 4, Number 2, 2016, pp. 133-145(13), doi: 10.7569/JRM.2016.634104. 13 p.
139. Polymer Properties Database. *High-Density Polyethylene (HDPE), Thermophysical properties*, [www.polymerdatabase.com](http://www.polymerdatabase.com), Disponibil: <https://polymerdatabase.com/Commercial%20Polymers/HDPE.html>, [citat 11.01.2021].
140. Programul Fusion 360 al companiei Autodesk, Disponibil <https://www.autodesk.com/products/fusion-360/overview?term=1-YEAR&support=null> [citat 16.03.2021].
141. SAHU A. K., SUDHAKAR K., SARVIYA R. M. Influence of U.V light on the thermal properties of HDPE/Carbon black composites. *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 15, 2019, ISSN 2214-157X, doi.org/10.1016/j.csite.2019.100534. 7 p.

142. CAMPANALE, C. ș. a. A detailed review study on potential effects of microplastics and additives of concern on human health. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 2020 Feb; 17(4): 1212. Doi: 10.3390/ijerph17041212. 27 p. Disponibil: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC7068600/> [citat 12.01.2021].
143. BOSTAN, V., GUȚU, M., **RABEI, I.** Development and validation of a CFD model used for vertical axis wind turbines simulations. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (2018), 444, 022002. DOI:10.1088/1757-899x/444/2/022002. 6 p.
144. BOSTAN, V., GUȚU, M., **RABEI, I.** Numerical simulation of transient aerodynamic processes in the vertical axis wind turbine rotor. *Journal of Engineering Sciences and Innovation*, Volume 4, Issue 2/2019, pp. 145 – 154, ISSN-L2537 – 320X. Disponibil [https://jesi.astr.ro/wp-content/uploads/2019/06/3\\_Bostan-Viorel.pdf](https://jesi.astr.ro/wp-content/uploads/2019/06/3_Bostan-Viorel.pdf) [citat 25.01.2021], 10 p.
145. DULGHERU, V., BODNARIUC, I., GUȚU, M., **RABEI, I.**, CIOBANU, O., ODAINĂI, V. Sisteme de conversie a energiilor regenerabile: fundamente teoretice și aspecte practice. ISBN 978-9975-87-881-4, UTM, Chișinău 2021, 224 p.
146. *17 Obiective de Dezvoltare Durabilă ale ONU*, Obiectivul 12 – Asigurarea modelelor de consum și producție sustenabile. Disponibil: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/sustainable-consumption-production/> [citat 28.10.2020].
147. PIGGOTT, H. *A wind turbine recipe book - the axial flux alternator windmill plans*. 2014. 65 p.
148. Acumulator pentru stocarea energiei electrice, magazinul Compass, Disponibil: <https://amper.md/produs/acumulator-cu-gel-ultracell/> [citat 01.11.2020].
149. BOSTAN, V., DULGHERU, V., **RABEI, I.** *Turbină eoliană cu ax vertical*. Brevet de invenție nr.1519Y, data publicării hotărârii 2021.04.30, Int.Cl: F03D 3/02 (2006.01), Nr. depozit: s 2020 0021, Data depozit: 2020.03.06.
150. DULGHERU, V., **RABEI, I.**, GUȚU, M. *Turbină eoliană cu ax vertical cu controlul puterii*. Cerere de brevet de invenție, Nr. depozit s 2021 0047, Data depozit: 2021.06.08.
151. Panouri fotovoltaice, magazinul Compass. Disponibil: <https://amper.md/categorie-produs/panouri-fotovoltaice/> [citat 01.11.2020].
152. Sistemul de informare geografică pentru soluții fotovoltaice - PVGIS (Photovoltaic Geographical Information System) susținut de Comisia Europeană. Disponibil: [https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg\\_tools/en/#PVP](https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/#PVP) [citat 01.11.2020].

## ANEXE

### ANEXA 1 Orientarea curburii palelor asimetrice

Orientarea curburii palelor asimetrice radial spre interior și spre exteriorul rotorului. Generatorul a alimentat o sarcină electrică fixă de 200  $\Omega$ . Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121).

- a. Se referă la Paragraful 2.3, Figura 2.14 – Orientarea curburii palelor asimetrice.  
Date obținute în mai 2019.

Datele rotorului: Diametrul – 400 mm; Înălțimea – 400 mm; Lungimea corzii – 50 mm;  
Profil aerodinamic FX 63-137;  $\beta = 0^\circ$ .

#### Curbură interior

Viteza vânt tunel (m/s)	4	7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru	3.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiunea (V)	min.				0.05	0.20
	max.				0.08	0.30
media					0.07	0.25
Curent (mA)	min.				0.2	1.2
	max.				0.6	1.5
media					0.4	1.35
Puterea electrică calculată (mW)					0.026	0.3375

#### Curbură exterior

Potențiomtru	3.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiunea (V)	min.			0.78	3.90	4.70
	max.			1.1	4.10	4.95
media				0.94	4.00	4.83
Curent (mA)	min.			3.6	17.2	21.4
	max.			4.8	17.8	22.8
media				4.2	17.5	22.1
Puterea electrică calculată (mW)				3.9	70.0	106.6

- b. Se referă la Paragraful 2.3, Figura 2.16 – Unghiul de înclinație optim al rotorului cu pale asimetrice curbă orientată radial spre interiorul rotorului.

Date obținute în mai 2019

Datele rotorului: Diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm; lungimea corzii –50 mm; profil aerodinamic FX 63-137.

#### Curbură interior $\beta = 0$

Viteza vânt tunel (m/s)		4	7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		3.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiunea (V)	min.				0.01	0.06	0.07
	max.				0.01	0.16	0.37
	media				0.01	0.11	0.22
Curent (mA)	min.				0.1	0.3	0.4
	max.				0.1	0.9	1.5
	media				0.1	0.6	0.95
Puterea electrică calculată (mW)					0.001	0.066	0.209

#### Curbură interior $\beta = - 8^\circ$

Potențiomtru		3.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiunea (V)	min.			0.01	0.32	0.90	1.26
	max.			0.06	0.82	1.35	1.63
	media			0.04	0.57	1.13	1.45
Curent (mA)	min.			0.1	1.7	4.6	6.4
	max.			0.4	3.6	6.7	7.9
	media			0.25	2.65	5.65	7.15
Puterea electrică calculată (mW)				0.0	1.5	6.4	10.3

#### Curbură interior $\beta = - 16^\circ$

Potențiomtru		3.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiunea (V)	min.		0.01	0.36	0.83	1.30	1.52
	max.		0.03	0.55	1.12	1.66	1.92
	media		0.02	0.46	0.98	1.48	1.72
Curent (mA)	min.		0.10	2.00	3.9	6.2	7.1
	max.		0.40	2.80	4.8	8.1	8.6
	media		0.25	2.40	4.35	7.15	7.85
Puterea electrică calculată (mW)			0.01	1.09	4.2	10.6	13.5

## ANEXA 2 Pale cu profil simetric și asimetric

Se referă la Paragraful 2.4 Figura 2.19 – Comparația dintre rotorul cu pale profil aerodinamic asimetric FX 63-137 curbura exterior și rotorul profil aerodinamic simetric NACA 0018. Datele au fost achiziționate cu ajutorul sistemului NI Elvis II ReLab. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121).

Date obținute în iulie 2019

Datele rotoarelor: Diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm; lungimea corzii –50 mm,  $\beta = 0^\circ$ .

### NACA 0018

Viteza vântului (m/s)	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru	6	7	8	9	10
1a încercare			3	13	22
2a încercare			3	14	27
3a încercare			3	12	24
4a încercare			3	12	23
5a încercare				12	32
6a încercare				18	30
7a încercare				15	29
8a încercare				15	24
9a încercare				14	23
10a încercare				18	28
Puterea medie (mW)			3	14,30	26,20

### FX 63-137, curbura exterior

Viteza vântului (m/s)	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru	6	7	8	9	10
1a încercare		2	60	154	
2a încercare		1	91	185	
3a încercare		2	95	191	
4a încercare		1	80	199	
5a încercare		2	76	170	
6a încercare			88	230	
7a încercare			87		
8a încercare			57		
9a încercare			64		
10a încercare			64		
Puterea medie (mW)		1,60	76,20	188,17	



### ANEXA 3 Rotoare cu pale drepte și elicoidale

Comparația dintre rotorul cu pale drepte și rotorul cu pale elicoidale cu aceiași parametri, în aceleași condiții. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121)

a. Se referă Paragraful 2.5, Figura 2.21.a. Sarcina electrică fixă – 200Ω.

Date obținute în mai 2019.

Parametrii rotoarelor – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ .

#### 4-a încercare

#### Pale elicoidale NACA 0018, $\lambda = 67$

Viteza vânt tunel (m/s)	4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru	3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.		0,09	0,48	1,30	1,99
	min.		0,21	0,84	1,74	2,37
	media		0,15	0,66	1,52	2,18
Curent (mA)	max.		0,30	2,10	5,60	8,90
	min.		0,80	3,50	7,60	10,70
	media		0,55	2,80	6,60	9,80
Puterea electrică calculată (mW)			0,08	1,85	10,03	21,36

#### Pale drepte NACA 0018

Potențiomtru	3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.		0,01	0,41	0,96	1,39
	min.		0,01	0,70	1,33	1,81
	media		0,01	0,56	1,15	1,60
Curent (mA)	max.		0,10	1,70	4,10	6,40
	min.		0,10	2,60	5,60	8,20
	media		0,10	2,15	4,85	7,30
Puterea electrică calculată (mW)			0,00	1,19	5,55	11,68

b. Se referă Paragraful 2.5, Figura 2.21.b. Sistemul NI Elvis II, sarcină electrică variabilă.

Date obținute în iulie 2019.

Parametrii rotoarelor – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ .

#### Pale drepte NACA 0018

Viteza vântului (m/s)	7.2	8.5	10	11	12	
Potențiomtru	6	7	8	9	10	
Puterea mW	1a încercare		3	13	22	
	2a încercare		3	14	27	
	3a încercare		3	12	24	
	4a încercare		3	12	23	
	5a încercare				12	32
	6a încercare				18	30

7a încercare		15	29
8a încercare		15	24
9a încercare		14	23
10a încercare		18	28
Media	3	14.30	26.20

### Pale elicoidale NACA 0018, $\lambda = 67^\circ$

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea	1a încercare			4	17	33
mW	2a încercare			4	20	32
	3a încercare			5	21	33
	4a încercare			4	18	38
	5a încercare			3	20	38
	6a încercare				23	37
	7a încercare				21	32
	8a încercare				20	37
	9a încercare				17	42
	10a încercare				17	34
Media				4.00	19.40	35.60

- c. Se referă Paragraful 2.5, Figura 2.22, sistemul NI Elvis II, sarcină electrică variabilă.  
Date obținute în octombrie 2019.

Parametrii rotoarelor – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic FX 63-137,  $\beta = 0^\circ$ .

### FX 63-137 Pale drepte curbură exterior

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea	1a încercare			1	31	134
mW	2a încercare			2	47	121
	3a încercare				44	122
	4a încercare				44	127
	5a încercare				45	
Media				1.50	42.20	126.00

### FX 63-137 Pale elicoidale curbură exterior

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea	1a încercare			2	19	57
mW	2a încercare			1	18	54
	3a încercare				20	53
	4a încercare				17	
	5a încercare				19	
Media				1.50	18.60	54.67

#### ANEXA 4 Pale drepte închise și deschise NACA 0018

Se referă la Paragraful 2.6.1, Figura 2.26 - Analiza rotoarelor cu pale drepte profil aerodinamic NACA 0018 închise, pale cu deschidere pe exterior și interiorul rotorului. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121). A fost utilizat sistemul de achiziționare a datelor NI Elvis II.

Date obținute în iulie 2019.

##### Pale drepte închise

Parametrii rotorului – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)	7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru	6	7	8	9	10
Puterea			3	13	22
mW			3	14	27
			3	12	24
			3	12	23
				12	32
				18	30
				15	29
				15	24
				14	23
				18	28
Media			3	14.30	26.20

##### Pale drepte deschidere exterior

Datele rotorului: Diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, lungimea deschiderii  $1/3 \cdot c = 16,6$  mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)	7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru	6	7	8	9	10
Puterea		3	22	88	104
mW		3	23	90	117
		3	21	58	117
		4	24	64	109
		4	22	64	119
		4	25	58	
		3	20	55	
		4	19		
		4	20		
		4	17		
Media		3.60	21.30	68.14	113.20

### Pale drepte deschidere interior

Datele rotorului: Diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii –50 mm, lungimea deschiderii  $1/3 \cdot c = 16,6$  mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)	7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru	6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare	4	21	77	119
	2a încercare	5	23	62	128
	3a încercare	5	19	58	122
	4a încercare	5	19	68	130
	5a încercare	5	23	67	126
	6a încercare	3	21	54	
	7a încercare	4	21	97	
	8a încercare	4	21		
	9a încercare	3	18		
	10a încercare	3	19		
	Media		4.10	20.50	69.00

## ANEXA 5 Pale elicoidale închise și deschise NACA 0018

Se referă la Paragraful 2.6.2, Figura 2.28 - Analiza rotoarelor cu pale elicoidale profil aerodinamic simetric NACA 0018. Pale închise, pale elicoidale deschidere pe exterior și interiorul rotorului. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121). Sistemul de achiziționare a datelor – NI Elvis II.

Date obținute în iulie 2019.

### Pale elicoidale închise:

Parametrii rotorului: Unghiul elicoidal –  $67^\circ$ , diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare			4	17	33
	2a încercare			4	20	32
	3a încercare			5	21	33
	4a încercare			4	18	38
	5a încercare			3	20	38
	6a încercare				23	37
	7a încercare				21	32
	8a încercare				20	37
	9a încercare				17	42
	10a încercare				17	34
Media				4.00	19.40	35.60

### Pale elicoidale cu deschidere

Parametrii rotorului: Unghiul elicoidal –  $67^\circ$ ; lungimea deschiderii –  $1/3$  din lungimea corzii – 16,67 mm; diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm; lungimea corzii – 50 mm; profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ .

#### *Pale elicoidale deschidere exterior*

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare		6	48	110	168
	2a încercare		8	40	107	183
	3a încercare		5	38	87	171
	4a încercare		7	38	105	166
	5a încercare		5	39	91	190
	6a încercare		6	34	128	
	7a încercare		7	37	134	
	8a încercare		7	33		
	9a încercare		9	30		
	10a încercare		6	33		
Media			6.60	37.00	108.86	175.60

#### *Pale elicoidale deschidere interior*

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare		5	29	76	155
	2a încercare		5	31	69	133
	3a încercare		5	30	78	133
	4a încercare		5	31	69	148
	5a încercare		7	27	87	149
	6a încercare		5	28	96	
	7a încercare		5	31	96	
	8a încercare		5	26		
	9a încercare		4	22		
	10a încercare		4	24		
	Media		5.00	27.90	81.57	143.60

## ANEXA 6 Pale drepte închise și deschise FX 63-137

Se referă la Paragraful 2.7.1, Figura 2.32 - Analiza rotoarelor cu pale drepte profil aerodinamic asimetric FX 63-137. Pale închise curbură interior și exterior, pale curbură interior deschidere interior, curbură interior deschidere exterior, curbură exterior deschidere interior, curbură exterior deschidere exterior. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121). A fost utilizat sistemul de achiziționare a datelor NI Elvis II. Date obținute în octombrie 2019.

### *Pale drepte închise curbură interior*

Parametrii rotorului: diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm; lungimea corzii – 50 mm; profil aerodinamic FX 63-137,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)	7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru	6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare		1		
	2a încercare				
	3a încercare				
Media					1.00

### *Pale drepte curbură interior deschidere interior*

Parametrii rotorului: lungimea deschiderii – 1/3 din lungimea corzii – 16,67 mm; diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm; lungimea corzii – 50 mm; profil aerodinamic FX 63-137,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)	7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru	6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare		4		9
	2a încercare		11		
	3a încercare		11		
Media				4.00	10.33

### *Pale drepte curbură interior deschidere exterior*

Aceiași parametri ai rotorului.

Viteza vântului (m/s)	7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru	6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare		1	9	21
	2a încercare		9		19
	3a încercare		18		
Media			1.00	9.00	19.33

*Pale drepte închise curbură exterior*

Parametrii rotorului: diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm; lungimea corzii – 50 mm; profil aerodinamic FX 63-137,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea	1a încercare			3	63	145
mW	2a încercare			3	67	139
	3a încercare				64	173
Media				3.00	64.67	152.33

*Pale drepte curbură exterior deschidere exterior*

Parametrii rotorului: lungimea deschiderii – 1/3 din lungimea corzii – 16,67 mm; diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm; lungimea corzii – 50 mm; profil aerodinamic FX 63-137,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea	1a încercare		3	49	145	230
mW	2a încercare			48	168	249
	3a încercare			38	168	224
Media			3.00	45.00	160.33	234.33

*Pale drepte curbură exterior deschidere interior*

Aceiași parametri ai rotorului.

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea	1a încercare		4	81	240	
mW	2a încercare			81	260	
	3a încercare			87	252	
Media			4.00	83.00	250.67	#DIV/0!



## ANEXA 7 Pale elicoidale închise și deschise FX 63-137

Se referă la Paragraful 2.7.2, Figura 2.34 - Analiza rotoarelor cu pale elicoidale profil aerodinamic asimetric FX 63-137. Pale închise curbura exterior și pale curbura exterior deschidere interior. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121). A fost utilizat sistemul de achiziționare a datelor NI ELVIS II. Date obținute în octombrie 2019.

### *Pale elicoidale închise curbura exterior*

Parametrii rotorului: Unghiul elicoidal –  $67^\circ$ ; diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm; lungimea corzii – 50 mm; profil aerodinamic FX 63-137,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare			4	32	68
	2a încercare			4	29	82
	3a încercare				36	72
Media				4.00	32.33	74.00

### *Pale elicoidale curbura exterior deschidere interior*

Parametrii rotorului: Unghiul elicoidal –  $67^\circ$ ; lungimea deschiderii –  $1/3$  din lungimea corzii – 16,67 mm; diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm; lungimea corzii – 50 mm; profil aerodinamic FX 63-137,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare		4	35	124	203
	2a încercare			35	108	198
	3a încercare			33	119	192
Media		4.00	34.33	117.00	197.67	

## ANEXA 8 Raportul de aspect. Lungimea corzii constantă

Se referă la Paragraful 2.9.1 – Datele experimentale privind analiza raportului de aspect al rotoarelor cu lungimea constantă a corzii palelor - 50 mm. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121).

### a. Paragraful 2.9.1, Figura 2.40, Rotoarele decuplate de la generator.

Date obținute în februarie 2019.

Parametrii **rotorului 1** - rotor tip H, diametrul – 500 mm, înălțimea – 320 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 0,64$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
RPM arbore turbină							
	max.	26	55	70	85	100	115
	min.		60	80	95	110	125
	media	26	57,5	75	90	105	120

Parametrii **rotorului 2** - rotor tip H, diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 1$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
RPM arbore turbină							
	max.	43	124	186	250		
	min.						
	media	43	124	186	250		

Parametrii **rotorului 3** - rotor tip H, diametrul – 300 mm, înălțimea – 533 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 1,78$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
RPM arbore turbină							
	max.	73	300				
	min.	76					
	media	74,5	300				

### b. Paragraful 2.9.1, Figura 2.41, Rotoarele conectate la generatorul care alimentează o sarcină electrică de 200Ω. Date obținute în februarie 2019.

Parametrii **rotorului 1** - rotor tip H, diametrul – 500 mm, înălțimea – 320 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 0,64$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)							
	max.				0,10	0,30	0,60
	min.				0,40	0,70	0,90
	media				0,25	0,50	0,75

Curent (mA)	max.	0,50	2,00	2,50
	min.	1,10	3,00	4,00
	media	0,80	2,50	3,25
Puterea electrică calculată (mW)		0,20	1,25	2,44

Parametrii **rotorului 2** - rotor tip H, diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 1$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.			0,30	0,95	1,80	2,55
	min.			0,30	1,10	2,05	2,65
	media			0,30	1,03	1,93	2,60
Curent (mA)	max.			1,50	4,50	8,10	11,80
	min.			1,50	5,50	9,50	13,50
	media			1,50	5,00	8,80	12,65
Puterea electrică calculată (mW)				0,45	5,13	16,94	32,89

Parametrii **rotorului 3** - rotor tip H , diametrul – 300 mm, înălțimea – 533 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 1,78$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.			0,20	1,50	4,80	
	min.			0,30	1,90	5,00	
	media			0,25	1,70	4,90	
Curent (mA)	max.			1,20	6,70	23,20	
	min.			2,00	8,50	23,40	
	media			1,60	7,60	23,30	
Puterea electrică calculată (mW)				0,40	12,92	114,17	

c. Paragraful 2.9.1 Figura 2.42 Rotorul conectat la generator, achiziționarea datelor a fost făcută cu ajutorul sistemului NI Elvis II. Date obținute în iulie 2019.

Parametrii **rotorului 1** - rotor tip H, diametrul – 500 mm, înălțimea – 320 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 0,64$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare			1	3	7
	2a încercare				4	6
	3a încercare				4	7
	4a încercare				4	7
	5a încercare				3	10
	Media			1.00	3.60	7.40

Parametrii **rotorului 2** - rotor tip H, diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 1$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea	1a încercare			4	14	26
mW	2a încercare			3	12	21
	3a încercare			4	12	26
	4a încercare			4	15	27
	5a încercare			3	15	24
	Media			3.60	13.60	24.80

Parametrii **rotorului 3** - rotor tip H , diametrul – 300 mm, înălțimea – 533 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 1,78$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea	1a încercare	0	0	10	115	
mW	2a încercare			10		are loc
	3a încercare			6		distrugerea
	4a încercare			7		palelor
	5a încercare			12		
	Media	0	0.00	9.00	115.00	

- d. Se referă la Paragraful 2.9.1, Figura 2.43 – Datele experimentale privind analiza raportului de aspect al rotoarelor cu lungimea corzii palelor constantă – 37,5 mm fără conectare la generator. Date obținute în februarie 2019.

Parametrii **rotorului 1** - rotor tip H, diametrul – 500 mm, înălțimea – 320 mm, lungimea corzii – 37,5 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 0,64$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteză vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
RPM arbore turbină	max.	20	50	60	75	95	110
	min.	25	57	67	90	105	120
	media	22,5	53,5	63,5	82,5	100	115

Parametrii **rotorului 2** - rotor tip H, diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 37,5 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 0,1$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteză vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
RPM arbore turbină	max.	31	65	85	112	135	160
	min.	41	80	103	132	160	180
	media	36	72,5	94	122	147,5	170

Parametrii **rotorului 3** - rotor tip H , diametrul – 300 mm, înălțimea – 533 mm, lungimea corzii – 37,5 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 1,78$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteză vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
RPM arbore turbină	max.	40	120	168	220		
	min.	44	130	185	235		
	media	42	125	176,5	227,5		

e. Se referă la Paragraful 2.9.1, Figura 2.44 – Datele experimentale privind analiza raportului de aspect al rotoarelor cu lungimea corzii palelor constantă – 37,5 mm conectate la generator. Date obținute în februarie 2019.

Parametrii **rotorului 1** - rotor tip H, diametrul – 500 mm, înălțimea – 320 mm, lungimea corzii – 37,5 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 0,64$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Viteza vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.				0,03	0,20	0,50
	min.				0,15	0,50	0,80
	media				0,09	0,35	0,65
Curent (mA)	max.				0,10	1,00	2,00
	min.				1,10	2,50	4,00
	media				0,60	1,75	3,00
Puterea electrică calculată (mW)					0,05	0,61	1,95

Parametrii **rotorului 2** - rotor tip H, diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 37,5 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 1$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.				0,10	0,70	1,10
	min.				0,40	1,00	1,30
	media				0,25	0,85	1,20
Curent (mA)	max.				0,60	3,20	4,80
	min.				1,70	4,50	5,50
	media				1,15	3,85	5,15
Puterea electrică calculată (mW)					0,29	3,27	6,18

Parametrii **rotorului 3** - rotor tip H , diametrul – 300 mm, înălțimea – 533 mm, lungimea corzii – 37,5 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $RA = 1,78$ ,  $\beta = 0^\circ$ .

Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.				0,10	0,90	1,40
	min.				0,30	1,20	1,85

	media	0,20	1,05	1,63
Curent (mA)	max.	0,50	3,90	5,90
	min.	1,00	5,10	7,00
	media	0,75	4,50	6,45
Puterea electrică calculată (mW)		0,15	4,73	10,48

f. Se referă la Paragraful 2.9.1, Figura 2.46 – Datele experimentale privind influența capacelor la capetele palelor pentru rotorul 1 ( $RA = 0,64$ ,  $c = 50$  mm) conectat la generator. Două încercări. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121).

Date obținute în mai 2019.

Parametrii **rotorului 1** - rotor tip H, diametrul – 500 mm, înălțimea – 320 mm, lungimea corzii  $c = 50$  mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ .

*1-a încercare* Rotor 1,  $RA = 0,64$ .

Viteza vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.			0,01	0,20	0,50	0,80
	min.			0,05	0,51	0,86	1,32
	media			0,03	0,36	0,68	1,06
Curent (mA)	max.			0,10	1,00	2,10	3,00
	min.			0,30	2,00	3,50	5,40
	media			0,20	1,50	2,80	4,20
Puterea electrică calculată (mW)				0,01	0,53	1,90	4,45

Rotor 1,  $RA = 0,64$ , cu capace.

Viteza vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.			0,01	0,20	0,45	0,81
	min.			0,01	0,42	0,73	1,05
	media			0,01	0,31	0,59	0,93
Curent (mA)	max.			0,10	0,90	2,00	3,40
	min.			0,10	1,90	3,20	4,60
	media			0,10	1,40	2,60	4,00
Puterea electrică calculată (mW)				0,00	0,43	1,53	3,72

*1-a încercare* Rotor 1,  $RA = 0,64$ .

Viteza vânt tunel (m/s)		4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru		3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.			0,01	0,20	0,54	0,82
	min.			0,10	0,45	0,84	1,60
	media			0,06	0,33	0,69	1,21

Curent (mA)	max.	0,10	0,90	2,30	3,20
	min.	0,60	1,80	3,70	4,60
	media	0,35	1,35	3,00	3,90
Puterea electrică calculată (mW)		0,02	0,44	2,07	4,72

Rotor 1, RA = 0,64, cu capace.

Viteza vânt tunel (m/s)	4	7,2	8,5	10	11	12
Potențiomtru	3,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Tensiunea (V)	max.		0,01	0,27	0,54	0,89
	min.		0,04	0,49	0,90	1,10
	media		0,03	0,38	0,72	1,00
Curent (mA)	max.		0,10	1,10	2,40	3,80
	min.		0,20	2,30	3,80	5,20
	media		0,15	1,70	3,10	4,50
Puterea electrică calculată (mW)			0,00	0,65	2,23	4,48

## ANEXA 9 Raportul de aspect. Soliditatea constantă

Se referă la Paragraful 2.9.2, Figura 2.48 – Datele experimentale privind raportul de aspect al rotoarelor cu soliditate constantă. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121).

- a. Generatorul turbinei a alimentat o sarcină fixă de 200  $\Omega$ .

Date obținute în iunie 2019

Parametrii **rotorului 1**: Diametrul – 500 mm, înălțimea – 320 mm, lungimea corzii – 62,5 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ ,  $RA = 0,64$ .

*Fără capace:*

Potențiomtru		3,5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiune (V)	min.			0.18	0.51	0.96	1.30
	max.			0.33	0.80	1.30	1.81
	media			0.26	0.66	1.13	1.56
Curent (mA)	min.			0.90	2.80	4.60	6.30
	max.			1.80	4.00	6.10	8.60
	media			1.35	3.40	5.35	7.45
Puterea calculată			0.34	2.23	6.05	11.58	

*Cu capace:*

Potențiomtru		3,5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiune (V)	min.			0.13	0.45	1.04	1.30
	max.			0.30	0.78	1.32	1.80
	media			0.22	0.62	1.18	1.55
Curent (mA)	min.			0.70	2.30	5.20	6.30
	max.			1.50	3.60	6.30	8.80
	media			1.10	2.95	5.75	7.55
Puterea calculată			0.24	1.81	6.79	11.70	

Parametrii **rotorului 2** - rotor tip H, diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ ,  $RA = 1$ .

Potențiomtru		3,5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiune (V)	min.			0.07	0.42	1.08	1.47
	max.			0.17	0.68	1.30	1.82
	media			0.12	0.55	1.19	1.65
Curent (mA)	min.			0.30	2.30	5.30	7.10
	max.			0.60	3.40	6.20	8.60
	media			0.45	2.85	5.75	7.85
Puterea calculată			0.05	1.57	6.84	12.91	



Parametrii **rotorului 3** - rotor tip H , diametrul – 300 mm, înălțimea – 533 mm, lungimea corzii – 37,5 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ ,  $RA = 1,78$ .

Potențiomtru		3,5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiune (V)	min.				0.05	0.55	1.08
	max.				0.20	0.92	1.40
	media				0.13	0.74	1.24
Curent (mA)	min.				0.20	2.90	5.30
	max.				1.00	4.30	7.00
	media				0.60	3.60	6.15
Puterea calculată					0.08	2.65	7.63

**b.** Generatorul turbinei alimentează o sarcină variabilă (NI Elvis II).

Date obținute în iunie 2019

Parametrii **rotorului 1**: Diametrul – 500 mm, înălțimea – 320 mm, lungimea corzii – 62,5 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ ,  $RA = 0,64$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare			2	13	21
	2a încercare			4	14	23
	3a încercare			3	14	22
	4a încercare			4	11	22
	5a încercare			3	13	23
	Media			3.20	13.00	22.20

Parametrii **rotorului 2** - rotor tip H, diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ ,  $RA = 1$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare			4	14	26
	2a încercare			3	12	21
	3a încercare			4	12	26
	4a încercare			4	15	27
	5a încercare			3	15	24
	Media			3.60	13.60	24.80

Parametrii **rotorului 3** - rotor tip H , diametrul – 300 mm, înălțimea – 533 mm, lungimea corzii – 37,5 mm, profil aerodinamic NACA 0018,  $\beta = 0^\circ$ ,  $RA = 1,78$ .

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare				3	9
	2a încercare				5	9
	3a încercare				5	10
	4a încercare				5	10
	5a încercare				5	10
	Media				4.60	9.60

## ANEXA 10 Unghiul de înclinație optim

Determinarea unghiului de înclinație optim. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121). Generatorul turbinei a alimentat o sarcină electrică fixă de 200  $\Omega$ .

- a. Se referă la Paragraful 2.10 Figura 2.49 – Determinarea unghiului de înclinație optim al rotorului H cu pale închise. Date obținute în iunie 2019.

Parametrii rotorului: Diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm; lungimea corzii –50 mm; profil aerodinamic NACA 0018.

### *Pale închise drepte, $\beta = 0^\circ$*

Potențiomtru		3,5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiune (V)	min.			0.09	0.48	0.95	1.25
	max.			0.20	0.58	1.21	1.65
	media			0.15	0.53	1.08	1.45
Curent (mA)	min.			0.40	2.40	4.80	6.60
	max.			0.50	2.80	6.30	8.00
	media			0.45	2.60	5.55	7.30
Puterea calculată				0.07	1.38	5.99	10.59

### *Pale închise drepte, $\beta = -8^\circ$*

Potențiomtru		3,5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiune (V)	min.			0.05	0.30	0.81	1.10
	max.				0.46	1.03	1.40
	media			0.05	0.38	0.92	1.25
Curent (mA)	min.			0.20	1.40	3.90	5.20
	max.				2.00	4.80	6.80
	media			0.20	1.70	4.35	6.00
Puterea calculată				0.01	0.65	4.00	7.50

### *Pale închise drepte, $\beta = +8^\circ$*

Potențiomtru		3,5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiune (V)	min.			0.01	0.40	0.91	1.40
	max.				0.62	1.29	1.64
	media			0.01	0.51	1.10	1.52
Curent (mA)	min.			0.10	1.90	4.70	7.00
	max.				2.90	6.20	7.90
	media			0.10	2.40	5.45	7.45
Puterea calculată				0.001	1.22	6.00	11.32

- b. Se referă la Paragraful 2.10, Figura 2.50 – Determinarea unghiului de înclinație optim al rotorului elicoidal cu pale închise. Date obținute în iunie 2019.

Parametrii rotorului: Unghiul elicoidal –  $67^\circ$ , diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, profil aerodinamic NACA 0018.

*Pale închise elicoidale  $\beta = -8^\circ$*

Potențiomtru		3,5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiune (V)	min.			0.33	0.70	1.30	1.72
	max.			0.52	0.91	1.69	2.05
	media			0.43	0.81	1.50	1.89
Curent (mA)	min.			1.60	3.50	6.30	8.50
	max.			2.50	4.30	8.30	10.10
	media			2.05	3.90	7.30	9.30
Puterea calculată				0.87	3.14	10.91	17.53

*Pale închise elicoidale  $\beta = 0^\circ$*

Potențiomtru		3,5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiune (V)	min.			0.20	0.77	1.62	2.15
	max.			0.40	1.01	1.94	2.41
	media			0.30	0.89	1.78	2.28
Curent (mA)	min.			1.00	3.90	8.10	10.50
	max.			2.00	4.80	9.40	11.70
	media			1.50	4.35	8.75	11.10
Puterea calculată				0.45	3.87	15.58	25.31

*Pale închise elicoidale,  $\beta = +8^\circ$*

Potențiomtru		3,5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiune (V)	min.			0.10	0.77	1.20	1.63
	max.			0.30	0.89	1.49	1.89
	media			0.20	0.83	1.35	1.76
Curent (mA)	min.			0.80	3.80	6.50	8.10
	max.			1.50	4.40	7.50	9.00
	media			1.15	4.10	7.00	8.55
Puterea calculată				0.23	3.40	9.42	15.05

- c. Se referă la Paragraful 2.10, Figura 2.51 – Determinarea unghiului de înclinație optim al rotorului H cu pale cu deschidere spre exterior. Date obținute în mai 2019.

Parametrii rotorului: Diametrul – 400 mm, înălțimea – 400 mm, lungimea corzii – 50 mm, lungimea deschiderii  $1/3 \cdot c = 16,6$  mm, profil aerodinamic NACA 0018.

*Pale drepte deschise exterior,  $\beta = -8^\circ$*

Viteza vânt tunel (m/s)		4	7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		3.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiunea (V)	min.			0.24	0.65	1.70	2.60
	max.			0.46	1.14	2.34	3.20
	media			0.35	0.90	2.02	2.90
Curent (mA)	min.			1.40	3.10	8.70	13.80
	max.			2.30	5.70	11.70	15.60
	media			1.85	4.40	10.20	14.70
Puterea electrică calculată (mW)				0.65	3.94	20.60	42.63

*Pale drepte deschise exterior,  $\beta = 0^\circ$*

Potențiomtru		3.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiunea (V)	min.			0.30	1.14	2.30	3.10
	max.			0.60	1.50	2.80	3.60
	media			0.45	1.32	2.55	3.35
Curent (mA)	min.			1.70	5.40	11.30	15.60
	max.			2.80	7.10	13.80	17.80
	media			2.25	6.25	12.55	16.70
Puterea electrică calculată (mW)				1.01	8.25	32.00	55.95

*Pale drepte deschise exterior,  $\beta = +8^\circ$*

Potențiomtru		3.5	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Tensiunea (V)	min.			0.20	0.95	1.80	2.30
	max.			0.40	1.20	2.05	2.50
	media			0.30	1.08	1.93	2.40
Curent (mA)	min.			1.00	4.80	9.10	11.40
	max.			2.00	5.90	10.30	12.20
	media			1.50	5.35	9.70	11.80
Puterea electrică calculată (mW)				0.45	5.75	18.67	28.32

## ANEXA 11 Rotoare cu pale căuș

Analiza rotoarelor cu pale tip căuș. Sistemul de achiziționare a datelor utilizat – NI Elvis II. Distanța rotorului de la gura tunelului – 1 m. Tipul tunelului – Gunt ET 220 (UTM, bloc 2, lab. 121).

- a. Se referă la Paragraful 2.11 Figura 2.56. Comparația dintre rotorul cu pale drepte de tip căuș cu pale deschise spre exterior și același rotor cu pale deschise spre interior.  
Date obținute în iulie 2019.

Parametrii rotoarelor: Diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm;  
lungimea corzii – 50 mm,  $\beta = 0^\circ$ , Profil aerodinamic - căuș.

### *Pale căuș deschidere exterior*

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare	18	54	112	212	297
	2a încercare	19	52	125	201	286
	3a încercare	18	53	110	205	314
	4a încercare	20	54	123	223	293
	5a încercare	17	48	124	211	279
	6a încercare			122	210	314
	7a încercare			109	198	
	8a încercare			115		
	9a încercare			118		
	10a încercare			125		
Media		18.40	52.20	118.30	208.57	297.17

### *Pale căuș deschidere interior*

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare	18	51	140	214	288
	2a încercare	22	61	108	221	271
	3a încercare	26	53	121	215	298
	4a încercare	17	49	124	187	265
	5a încercare	20	55	119	202	284
	6a încercare			113	211	294
	7a încercare			109	234	
	8a încercare			134		
	9a încercare			131		
	10a încercare			120		
Media		20.60	53.80	121.90	212.00	283.33

- b. Se referă la Paragraful 2.11 Figura 2.57. Comparația dintre rotorul cu pale drepte de tip căuș deschise spre exterior și rotorul cu pale drepte închise NACA 0018.  
Date obținute în iulie 2019.

Parametrii rotoarelor: Diametrul – 400 mm; înălțimea – 400 mm;  
lungimea corzii – 50 mm,  $\beta = 0^\circ$ , Profiluri aerodinamice NACA 0018 și  
tip căuș deschidere exterior.

Pale drepte căuș deschidere exterior

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare	18	54	112	212	297
	2a încercare	19	52	125	201	286
	3a încercare	18	53	110	205	314
	4a încercare	20	54	123	223	293
	5a încercare	17	48	124	211	279
	6a încercare			122	210	314
	7a încercare			109	198	
	8a încercare			115		
	9a încercare			118		
	10a încercare			125		
	Media	18.40	52.20	118.30	208.57	297.17

Pale drepte închise NACA 0018

Viteza vântului (m/s)		7.2	8.5	10	11	12
Potențiomtru		6	7	8	9	10
Puterea mW	1a încercare			3	13	22
	2a încercare			3	14	27
	3a încercare			3	12	24
	4a încercare			3	12	23
	5a încercare				12	32
	6a încercare				18	30
	7a încercare				15	29
	8a încercare				15	24
	9a încercare				14	23
	10a încercare				18	28
	Media			3	14.30	26.20

## ANEXA 12 Studiul segmentelor de pală în tunelul de vânt

Testarea segmentelor de pală în tunelul de vânt Gunt HM 170 (UTM, bloc 6, lab. 413).

- a. Se referă la paragraful 2.12, figura 2.62. determinarea forțelor de portanță și rezistență aerodinamică ale segmentelor de pală cu lungimea cozii și înălțimea de 0,1 m. Viteza vântului – 6 m/s, nr. Reynolds~ 40.000.

Date obținute în aprilie 2021.

$\alpha$	NACA 0018			FX 63-137			NACA 0018 Deschidere		
	Portanța FL	Rezist. aerod. FD	FL/FD	Portanța FL	Rezist. aerod. FD	FL/FD	Portanța FL	Rezist. aerod. FD	FL/FD
-30	-0,19	0,14	-1,36	-0,30	0,19	-1,58	-0,19	0,14	-1,36
-28	-0,17	0,12	-1,42	-0,28	0,17	-1,65	-0,18	0,13	-1,38
-26	-0,15	0,10	-1,50	-0,26	0,14	-1,86	-0,16	0,11	-1,45
-24	-0,13	0,09	-1,44	-0,36	0,12	-3,00	-0,15	0,10	-1,50
-22	-0,12	0,08	-1,50	-0,34	0,10	-3,40	-0,13	0,09	-1,44
-20	-0,10	0,07	-1,43	-0,31	0,09	-3,44	-0,13	0,08	-1,63
-18	-0,19	0,05	-3,80	-0,29	0,08	-3,63	-0,20	0,06	-3,33
-16	-0,18	0,04	-4,50	-0,27	0,07	-3,86	-0,18	0,05	-3,60
-14	-0,15	0,03	-5,00	-0,24	0,06	-4,00	-0,16	0,04	-4,00
-12	-0,13	0,03	-4,33	-0,21	0,05	-4,20	-0,14	0,04	-3,50
-10	-0,11	0,02	-5,50	-0,19	0,05	-3,80	-0,12	0,03	-4,00
-8	-0,09	0,02	-4,50	-0,16	0,04	-4,00	-0,10	0,03	-3,33
-6	-0,07	0,02	-3,50	-0,14	0,04	-3,50	-0,07	0,03	-2,33
-4	-0,03	0,02	-1,50	-0,11	0,03	-3,67	-0,04	0,03	-1,33
-2	0,00	0,01	0,00	-0,09	0,03	-3,00	-0,01	0,02	-0,50
0	0,01	0,01	1,00	-0,06	0,03	-2,00	0	0,02	0,00
2	0,04	0,02	2,00	-0,04	0,02	-2,00	0,02	0,02	1,00
4	0,06	0,02	3,00	-0,02	0,03	-0,67	0,04	0,02	2,00
6	0,09	0,02	4,50	0,00	0,03	0,00	0,06	0,02	3,00
8	0,12	0,03	4,00	0,03	0,03	1,00	0,09	0,03	3,00
10	0,14	0,03	4,67	0,06	0,05	1,20	0,11	0,03	3,67
12	0,16	0,04	4,00	0,08	0,06	1,33	0,13	0,04	3,25
14	0,18	0,04	4,50	0,08	0,06	1,33	0,16	0,04	4,00
16	0,20	0,05	4,00	0,07	0,07	1,00	0,19	0,05	3,80
18	0,11	0,07	1,57	0,07	0,07	1,00	0,12	0,07	1,71
20	0,13	0,08	1,63	0,08	0,08	1,00	0,13	0,08	1,63
22	0,15	0,09	1,67	0,10	0,09	1,11	0,15	0,10	1,50
24	0,17	0,11	1,55	0,11	0,10	1,10	0,17	0,11	1,55
26	0,19	0,13	1,46	0,12	0,11	1,09	0,18	0,13	1,38
28	0,21	0,14	1,50	0,13	0,13	1,00	0,20	0,15	1,33
30	0,22	0,16	1,38	0,14	0,14	1,00	0,22	0,16	1,38

- b. Se referă la paragraful 2.12, figurile 2.63 – 2.65 determinarea forțelor de portanță și rezistență aerodinamică ale segmentelor de pală cu lungimea corzii și înălțimea de 0,1 m. Viteza vântului – 16 m/s, nr. Reynolds ~105.000.

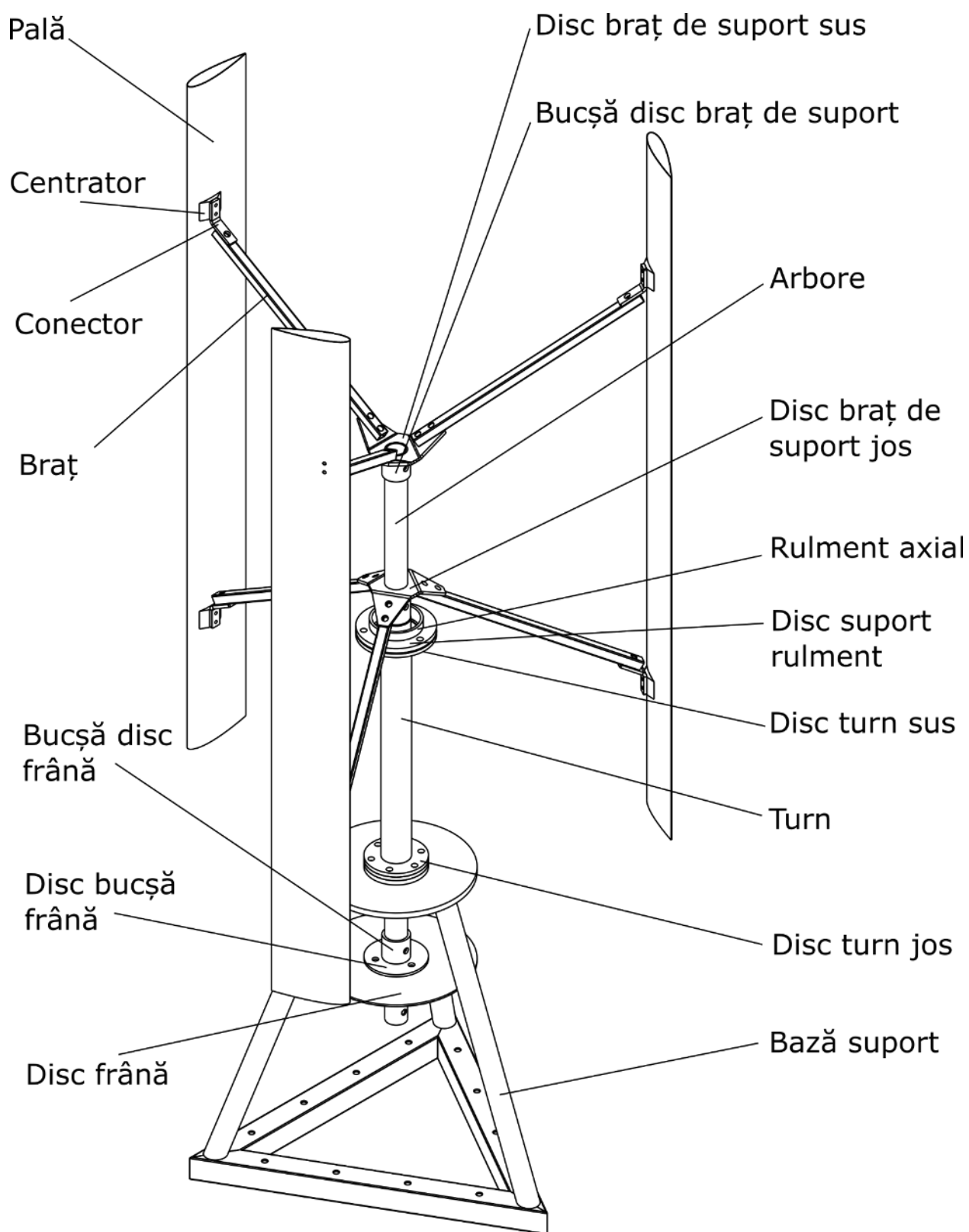
Date obținute în aprilie 2021.

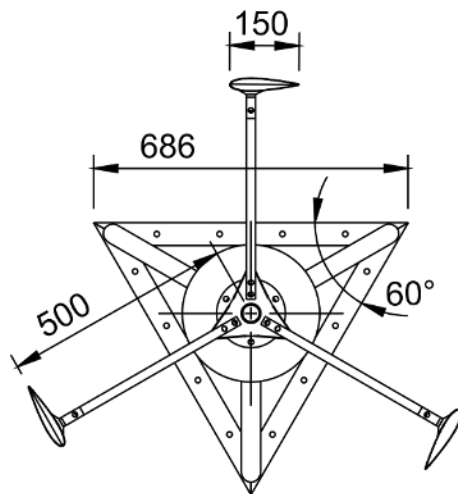
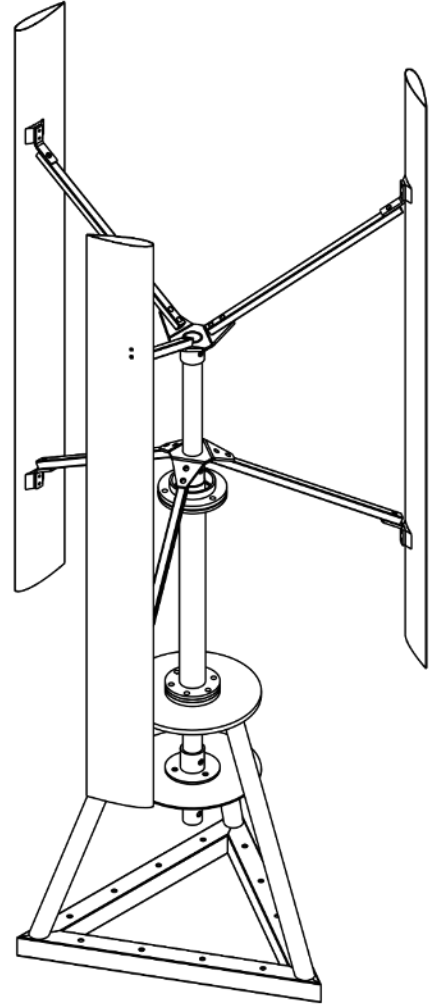
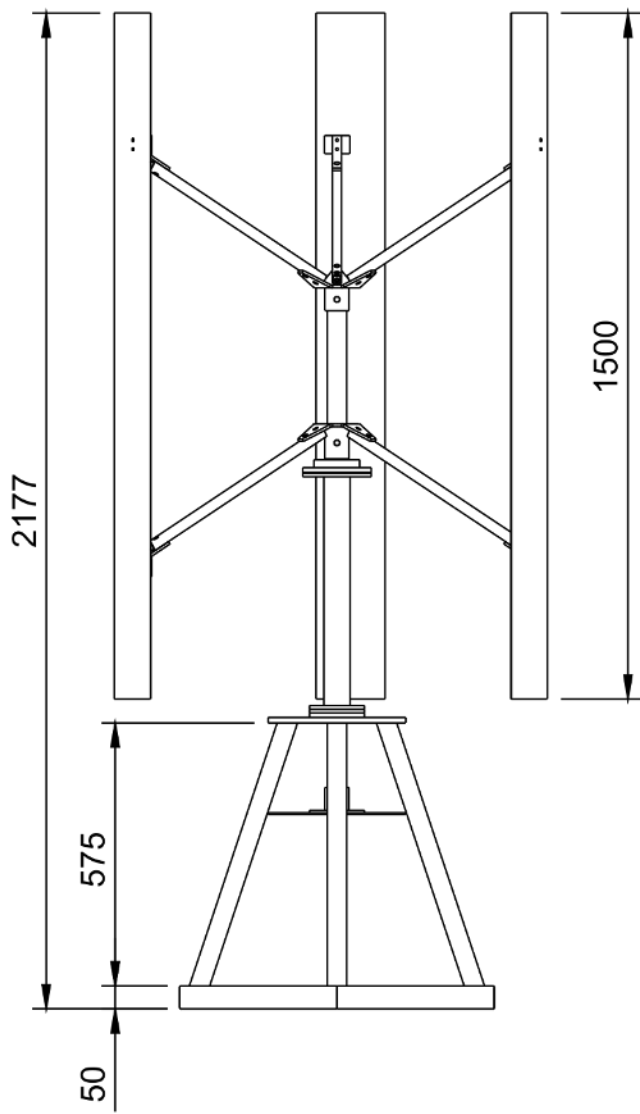
$\alpha$	NACA 0018			FX 63-137			NACA 0018 Deschidere		
	Portanța FL	Rezist. aer. FD	FL/FD	Portanța FL	Rezist. aer. FD	FL/FD	Portanța FL	Rezist. aer. FD	FL/FD
-30	-1,07	0,78	-1,37	-1,57	0,95	-1,65	-1,02	0,72	-1,42
-28	-0,99	0,69	-1,43	-1,49	0,84	-1,77	-0,95	0,64	-1,48
-26	-0,89	0,61	-1,46	-1,96	0,63	-3,11	-0,86	0,56	-1,54
-24	-0,81	0,53	-1,53	-1,86	0,56	-3,32	-0,81	0,51	-1,59
-22	-0,74	0,47	-1,57	-1,75	0,50	-3,50	-0,78	0,46	-1,70
-20	-1,21	0,32	-3,78	-1,62	0,43	-3,77	-1,17	0,31	-3,77
-18	-1,12	0,28	-4,00	-1,51	0,38	-3,97	-1,05	0,27	-3,89
-16	-1,02	0,24	-4,25	-1,39	0,33	-4,21	-0,94	0,23	-4,09
-14	-0,91	0,21	-4,33	-1,25	0,29	-4,31	-0,83	0,20	-4,15
-12	-0,78	0,18	-4,33	-1,12	0,25	-4,48	-0,73	0,18	-4,06
-10	-0,63	0,15	-4,20	-0,98	0,21	-4,67	-0,58	0,15	-3,87
-8	-0,50	0,13	-3,85	-0,87	0,18	-4,83	-0,44	0,13	-3,38
-6	-0,34	0,11	-3,09	-0,75	0,15	-5,00	-0,29	0,11	-2,64
-4	-0,19	0,09	-2,11	-0,64	0,13	-4,92	-0,17	0,11	-1,55
-2	-0,08	0,09	-0,89	-0,51	0,11	-4,64	-0,06	0,10	-0,60
0	0,03	0,09	0,33	-0,38	0,1	-3,80	0,06	0,11	0,55
2	0,14	0,09	1,56	-0,27	0,10	-2,70	0,17	0,11	1,55
4	0,26	0,10	2,60	-0,15	0,10	-1,50	0,27	0,12	2,25
6	0,38	0,12	3,17	-0,02	0,11	-0,18	0,40	0,13	3,08
8	0,49	0,14	3,50	0,11	0,14	0,79	0,52	0,15	3,47
10	0,53	0,17	3,12	0,27	0,22	1,23	0,58	0,18	3,22
12	0,53	0,20	2,65	0,35	0,26	1,35	0,61	0,20	3,05
14	0,54	0,24	2,25	0,39	0,30	1,30	0,62	0,24	2,58
16	0,55	0,27	2,04	0,43	0,33	1,30	0,62	0,28	2,21
18	0,53	0,31	1,71	0,44	0,37	1,19	0,63	0,33	1,91
20	0,53	0,44	1,20	0,47	0,42	1,12	0,65	0,39	1,67
22	0,53	0,50	1,06	0,48	0,47	1,02	0,63	0,54	1,17
24	0,53	0,58	0,91	0,49	0,52	0,94	0,63	0,61	1,03
26	0,53	0,65	0,82	0,49	0,57	0,86	0,62	0,70	0,89
28	0,53	0,73	0,73	0,50	0,65	0,77	0,62	0,79	0,78
30	0,54	0,82	0,66	0,50	0,74	0,68	0,61	0,88	0,69



### ANEXA 13 Componentele și dimensiunile principale ale rotorului proiectat

Se referă la Paragraful 4.2. Componentele și dimensiunile principale al rotorului proiectat.





ANEXA 14 Diplome și mențiuni

UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI  
1964  
Ministerul Educației, Culturii și Cercetării al Republicii Moldova

**DIPLOMĂ**

Conferința Tehnico-Științifică a Studenților și Doctoranzilor  
16-18 noiembrie 2017

Se decernează  
Ivan Rabei

Facultatea Ingineriei Mecanice,  
Industrială și Transporturi

Pentru cea mai bună comunicare științifică

Rector  
Viorel Bostan  
Prof. univ., dr. hab.  
Chișinău 2017

PROINVENT 2017  
SALONULUI INOVARI ȘI INVENTICII  
UNIVERSITATEA TEHNICĂ CLUJ-NAPOCA, ROMANIA

PATRONATUL ROMÂN DIN CERCETARE ȘI PROIECTARE - P.R.C.P.

**DIPLOMA**  
cu ocazia  
**SALONULUI INTERNAȚIONAL AL CERCETĂRII, INOVĂRII ȘI INVENTICII**  
Ediția a XV-a, 22 - 24 martie 2017

Pentru: Instalație eoliană cu ax vertical  
De la: Universitatea Tehnică a Moldovei  
Autori: **Viorel Bostan, Ion Bostan, Valeriu Dulgheru, Gavril Porcescu, Ion Rabei**

PREȘEDINTE  
**ION STANCIULESCU**

24.03.2017

SALONUL INTERNAȚIONAL AL CERCETĂRII, INOVĂRII ȘI INVENTICII  
**PRO INVENT**  
Ediția a XV-a, 2017, Cluj-Napoca, România

**DIPLOMA**  
DE EXCELENȚĂ  
ȘI MEDALIA DE AUR CU MENȚIUNE SPECIALĂ

Se acordă **Viorel Bostan, Ion Bostan, Valeriu Dulgheru, Gavril Porcescu, Ion Rabei**  
De la **Universitatea Tehnică a Moldovei**  
Pentru **Instalație eoliană cu ax vertical**

PREȘEDINTELE SALONULUI,  
Prof. dr. ing. VASILE TOPA  
Rector al  
Universității Tehnice din Cluj-Napoca

PREȘEDINTELE JURULUI,  
Prof. dr. ing. RADU MIRONTEANU  
Rector al  
Universității Tehnice din Cluj-Napoca

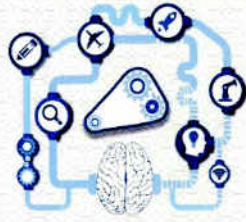
USU  
Universitatea Ștefan cel Mare Suceava

**DIPLOMA DE EXCELENȚĂ**  
PENTRU INVENTICĂ  
și  
DISTINCȚIA  
PROF.UNIV.DR.ING. **DOREL CERNOMAZU**  
se acordă

Viorel BOSTAN, Ion BOSTAN, Valeriu DULGHERU  
Gavril PORCESCU, Ion RABEL - Universitatea Tehnică a Moldovei

pentru  
*Instalație eoliană cu ax vertical*

Președinte Senat,  
Rector,



## GOLD MEDAL

for:  
Turbine eoliene cu ax vertical combinată

authors: **Ion Rabei, Gavril Porcescu, Marin Guțu**

from: *Universitatea Tehnică a Moldovei*

in recognition of high scientific contribution to  
Salon of Innovation and Creative Education

Suceava, Romania  
2 - 4 november, 2017

JURY PRESIDENT,  
Prof. dr. ing. Valentin POPA

Facultatea de Inginerie Electrică și Știința Calculatoarelor  
Universitatea Ștefan cel Mare Suceava

**MEDALIE DE AUR**

Târgul Internațional de Inventică și Educație Creativă pentru Tineret, ICE-USV (Innovation and Creative Education) – ediția a II-a

Se acordă **Radu CIOBANU; Oleg CIOBANU; Maxim VACULENCO; Marin GUȚU; Vitalie GLADIȘ; Ion RABEI; Andrei PLATON**  
Pentru *Instalație de conversie a energiei eoliene*

Ordonator de credite,  
prof. univ. dr. ing. Mihai DIMIAN

Comitet de organizare,  
prof. univ. dr. ing. Dan Laurențiu MILICI

Suceava, iunie 2018

IAȘI - ROMÂNIA

100 ROMANIA

EURO INVENTION 11th EDITION 2018

**DIPLOMA OF EXCELLENCE**

is awarded to:

Wind energy conversion plant  
**Bostan Viorel, Bostan Ion, Duigheru Valeriu, Guțu Marin, Rabei Ion, Vaculenco Maxim, Ciobanu Radu, Ciobanu Oleg**

President of International Jury  
Dr. Eng. Mohd Mustaqim Azhar ABDULLAH

President of Exhibition  
Prof. Ion SANDU

May 19, 2018

IAȘI - ROMÂNIA

romania2019.eu

EURO INVENTION 11th EDITION 2019

**DIPLOMA OF SILVER MEDAL**

is awarded to:

Aeolian turbine with Vertical Axle  
**Bostan Viorel, Bostan Valeriu, Ciobanu Oleg, Ciobanu Radu, Guțu Marin, Rabei Ion, Gradiș Vitalie, Odainăi Valeriu**

President of International Jury  
Dr. Eng. Mohd Mustaqim Azhar ABDULLAH

President of Exhibition  
Prof. Ion SANDU

May 18, 2019

MOLDOVA **AGEPI** INSTITUTUL DE STAT AL INVENTIVITĂȚII ȘI INOVĂȚII ÎN REPUBLICA MOLDOVA

Expoziția Internațională Specializată  
**„INFOINVENT”**  
 Ediția a XVI-a

**DIPLOMĂ**  
**MEDALIA DE BRONZ**

se acordă  
**RODION CIUPERCĂ, IVAN RABEI**

pentru  
**PALĂ PENTRU ROTORUL TURBINEI EOLIENE CU AX VERTICAL**

*Siglit* PREȘEDINTELE COMITETULUI ORGANIZATORIC  
 PREȘEDINTELE JURIULUI

20-23 noiembrie 2019,  
 Chișinău, Republica Moldova



**PRO INVENT**  
 EDIȚIA XVII, 20-22 MARTIE 2019  
 CLUJ-NAPOCA

SALONUL INTERNAȚIONAL AL CERCETĂRII ȘI INVENȚIILOR, INOVĂRII ȘI INVENȚIILOR




**DIPLOMA**  
 DE EXCELENȚĂ  
 ȘI MEDALIA DE AUR

Se acordă  
**Bostan Ion; Bostan Viorel, Dulgheru Valeriu, Ciobanu Oleg, Ciobanu Radu, Gușu Marin, Rabei Ion, Gradiș Vitalie, Odăinai Valeriu**

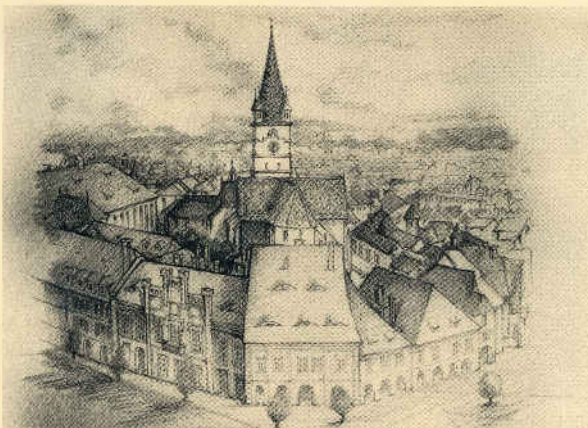
De la  
**Universitatea Tehnică a Moldovei**

Pentru  
**TURBINĂ EOLIANĂ CU AX VERTICAL**

PREȘEDINTELE SALONULUI,  
 Prof. dr. Ing. VASILE TOPO  
 Rector al Universității Tehnice din Cluj-Napoca

PREȘEDINTELE JURIULUI,  
 Prof. dr. Ing. RADU MUNTEANU





Romanian Association for Alternative Technologies  
 A.R.T.A. Sibiu

awards a Special Prize as a sign of honor,  
 recognition and appreciation of scientific  
 creativity and originality

to  
**Dr. Hab. Academicianul ION BOSTAN, Dr. Hab. Prof. Viorel BOSTAN, Dr. Hab. Prof. Valeriu DULGHERU, Dr. Conf. Univ. Oleg CIOBANU, dr. conf. univ. Radu CIOBANU, dr. Marin GUȘU, dr. Ion RABEI, dr. Vitalie ODĂINAI,**  
 for  
**TURBINĂ EOLIANĂ CU AX VERTICAL**

President of Romanian Association for Alternative Technologies - A.R.T.A. Sibiu,  
 Prof. Eng. & Ec. Mihail Aurel ȚIȚU, Sc.D. & Ph.D., Dr. Hab.

14.3.2019  
 179 Invenții și inovații în domeniul cercetării științifice și tehnice și inovării

**DIPLOMA DE EXCELENȚĂ**  
**TROFEUL CINCDR**

se acordă  
 Dr. Hab. Prof. VASILE TOPO, DR. HAB. PROF. BOSTAN VIOREL, DR. HAB. PROF. DULGHERU VALERIU, DR. CONF. UNIV. CIOBANU OLEG, DR. CONF. UNIV. CIOBANU RADU, DR. CONF. UNIV. GUȘU MARIN, DR. CONF. UNIV. RABEI ION, DR. CONF. UNIV. GRADIȘ VITALIE, DR. CONF. UNIV. ODĂINAI VALERIU, UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI

cu ocazia  
**SALONULUI INTERNAȚIONAL AL CERCETĂRII, INOVĂRII ȘI INVENȚIILOR**  
 Ediția a XVII - a, 20 - 22 martie 2019




VICE PREȘEDINTE CINCDR  
 Prof. Univ. Dr. Ing. Eurlog. DMC Gh. Ion GHEORGHE

INNOVATION & INVENTIONS INTERNATIONAL SALON  
 (Brand: «Mecatronica & Cyber - MixMecatronica pentru Victor»)







# DIPLOMA OF GOLD MEDAL


is awarded to:

**Aerodynamic wind rotor with vertical axis with variable angle of attack**

Viorel Bostan, Ion Bostan, Valeriu Dulgheru, Rodion Ciupercă, Maxim Vaculenco,  
Marin Guțu, Radu Ciobanu, Oleg Ciobanu, Valeriu Odaini, Vitalie Giadăș, Ion  
Rabei, Andrei Piaton

President of International Jury  
Dr-Eng. Mohd Mustafizy bin ABDULLAH

President of Exhibition  
Prof. Ion SANDU



May 23, 2020



SALONUL INTERNAȚIONAL AL CERCETĂRII ȘTIINȚIFICE, INOVĂRII ȘI INVENTIEI

## PRO INVENT

EDIȚIA XVIII, 18-20 NOIEMBRIE 2020  
CLUJ-NAPOCA



# DIPLOMA

DE EXCELENȚĂ  
ȘI MEDALIA DE AUR

Se acordă: **Rodion Ciupercă, Ivan Rabei**

De la: **Universitatea Tehnică a Moldovei**

Pentru: **PALĂ PENTRU ROTORUL TURBINEI EOLIENE CU AX VERTICAL**



PREȘEDINTELE SALONULUI,  
Prof. dr. Ing. VASILE TOFA  
Rector al Universității Tehnice Cluj-Napoca

PREȘEDINTELE JURULUI,  
Prof. dr. Ing. RADU MUNTEANU

## ANEXA 15 Act de implementare a rezultatelor științifice

**APROB**

Prorector pentru Studii  
conf. univ., dr. Andronic Serghie



**ACT**

**privind utilizarea în procesul de studii la ciclul II (master) în cadrul departamentului „Bazele Proiectării Mașinilor” a rezultatelor cercetărilor științifice ale cercetătorului științific Ivan RABEI**

Comisia în componența: președinte – decanul facultății „*Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi*”, conf. univ., dr. Dintu Sergiu, șef departament „*Bazele Proiectării Mașinilor*”, dr. hab., prof. univ. Dulgheru Valeriu, responsabil masterat facultatea „*Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi*”, lect. sup. Vasile Plămădeală.

Comisia în ședința din 12.02.2021 a examinat faptul utilizării în procesul de studii a rezultatelor științifice obținute de cercetătorul științific I. Rabei.

Comisia a stabilit că în baza cercetărilor științifice efectuate în cadrul tezei de doctor în științe inginerești a fost determinată influența unei serii de parametri constructivi asupra eficienței de conversie a energiei eoliene a rotoarelor cu ax vertical, și anume: profilul aerodinamic, raportul de aspect, forma palei, capacele de la capetele palei, unghiul de înclinație al palei. Studiul a fost realizat în baza unui stand experimental elaborat de autor, iar rezultatele au fost publicate în 7 articole științifice și 2 brevete de invenție.

Rezultatele cercetărilor științifice obținute de cercetătorul științific I. Rabei sunt utilizate în procesul de studii de masterat la specialitatea Ingineria Sistemelor de Conversie a Energiei Regenerabile (ISCER) la prelegeri și la lucrările practice în cadrul Laboratorului de Aerodinamică.

**Decanul facultății**  
„*Inginerie Mecanică,*  
*Industrială și Transporturi*”



Dintu Sergiu

**Șef Departament „Bazele Proiectării Mașinilor”**



Dulgheru Valeriu

**Responsabil masterat**  
Facultatea „*Inginerie Mecanică,*  
*Industrială și Transporturi*”



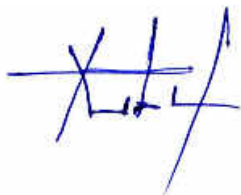
Plămădeală Vasile



## Declarație privind asumarea răspunderii

Subsemnatul, declar pe răspundere personală că materialele prezentate în teza de doctorat sunt rezultatul propriilor cercetări și realizări științifice. Conștientizez că, în caz contrar, urmează să suport consecințele în conformitate cu legislația în vigoare.

/ Ivan Rabei /



# Ivan Rabei



## Contact

### Adresa:

Republica Moldova,  
Chișinău, bd. Mircea cel  
Bătrân 40/1, ap. 77,  
MD 2075

### Număr de telefon:

+373 (0) 69 188 835

### Email:

[ivan.rabei@tcm.utm.md](mailto:ivan.rabei@tcm.utm.md)  
[ivanrabei@gmail.com](mailto:ivanrabei@gmail.com)

## Limbi vorbite

Română – limba maternă  
Engleză – B2  
Rusă – B1  
Franceză – B1  
Germană – A2

## Cetățenie

Republica Moldova

## Hobby-uri

- Robotică
- Fizică
- Astronomie
- Chimie
- Sport

## Curriculum Vitae

## Sumar

Inginer mecanic cu experiență în proiectarea CAD a sistemelor, analiza CAE și crearea programelor CAM. Lucrul cu programe precum SolidWorks, AutoCad, Fusion 360, Inventor, ANSYS. Dezvoltarea sistemelor mecanice și mecatronice începând cu idea până la produsul final, inclusiv executarea sistemelor. Analiza aerodinamică a sistemelor. Programare în Python și C++. Testarea sistemelor mecanice.

## Experiență

03/2013 - 09/2014 **Specialist în testarea materialelor de construcții** – Institutul Național de Standardizare și Metrologie

12/2014 - prezent **Studii de doctorat, Cercetător științific**

- Dezvoltarea și analiza sistemelor aerodinamice – turbine eoliene.
- Crearea sistemelor de testare a turbinelor de vânt.
- Dezvoltarea sistemelor mecatronice – agricultură robotizată.

## Educație

2004-2006 Colegiul Industrial și de Construcții, Chișinău, **Tehnician Materiale de Construcții.**

2005-2007 Colegiul Industrial și de Construcții, Chișinău, **Tehnician Design Interior.**

2007-2011 Universitatea Tehnică a Moldovei, **Licență Inginerie Mecanică.**

2011-2013 Universitatea Tehnică a Moldovei, **Masterat Sisteme de Conversie a Energiei Regenerabile.**

2011-2014 Universitatea de Stat a Moldovei, **Licență Fizică Teoretică.**

2014-2016 Universitatea de Stat a Moldovei, **Masterat Fizică Teoretică.**

2014-2017 Universitatea Tehnică a Moldovei, **Studii doctorale.**

## Domenii de interes științific

Sisteme de conversie a energiei regenerabile. Mecatronică.

## **Stagii**

---

04/2018 – 06/2018 European standards and installations certification systems for civil and industrial use. Torino (Italia) – Chișinău, curs organizat de Agenția pentru eficiență energetică din RM și Ministerul Muncii din Italia, facilitat de Anpal Servizi and Forte Chance.

05/2018 Curs de instruire – „Turbine eoliene cu ax vertical” IOPARA Inc. Wind turbine and Aeronautics Consulting.

10/2017 – 11/2017 Program Internațional de Cercetare AUF – Ministerul Educației al Republicii Moldova „Consolidation de la capacité de recherche du Laboratoire de l’Aérodynamique dans le cadre du Département Bases de Projection des Machines”.

## **Participări la proiecte naționale și internaționale**

---

CBCinMEE Cross border cooperation in mechatronics engineering education, 2SOFT/1.1/64, 29/09/2020 – 28/03/2022.

Program de Stat „Majorarea competitivității transmisiilor precesionale prin elaborarea și validarea angrenajului cu contact „conform” al dinților și extinderea ariei lor de aplicație”, Cifrul Proiectului 20.80009.7007.24 din 31 ianuarie 2020.

Program de Stat „Studiul potențialului energetic eolian și solar al Republicii Moldova și elaborarea sistemelor de conversie pentru consumatori dispersați” 2020-2023, Cifrul: 20.80009.7007.10.

Proiect instituțional nr. 1/UT din 24.03.2017 „Transmisii planetare precesionale de putere și cinematice: dezvoltare constructivă, tehnologii industriale de fabricare și materiale noi”, 2015 – 2019. Nr 15.817.02.20F.

## **Lucrări științifice**

---

**3 articole de unic autor** în Journal of Engineering Science (2020),

**2 articole** în culegerea Solar Energy Conversion in Communities. Springer Proceedings in Energy (2020),

**2 articole** în IOP Materials Science and Engineering, Innovative Manufacturing Engineering and Energy (IManEE 2019 și 2018),

**1 articol** în Journal of Engineering Sciences and Innovation (2019),

**1 articol** în Proceedings of the 2021 International Conference Onelectromechanical and Energy Systems (Siemen),

**3 brevete de invenție,**

**1 monografie**

Detalii despre articole <https://orcid.org/0000-0003-1097-2463>

## **Premii și mențiuni**

---

Rezultatele cercetărilor au fost premiate la 18 expoziții în Republica Moldova și România.