# METODA IMPULSULUI PENTRU ESTIMAREA PERFOMANTELOR UNEI TURBINE CU AX ORIZONTAL

Turbinele eoliene sunt dispozitive care extrag energia dintr-un curent de aer cu scopul de a o transforma apoi in energie mecanica si, ulterior in energie electrica. Acest proces, in mod evident, este insotit de pierderi de energie care, in functie de performantele agregatului eolian, pot varia. Totusi, exista o limita maxima a acestei conversii peste care nu se poate trece, limita care este determinata de natura fizica a fenomenului.

Albert Betz a aplicat modelul discului activ pentru a determina puterea maxima care poate fi extrasa de o turbina eoliana plasata intr-un curent liber uniform. Aceasta teorie a fost initial propusa de Froude si Rankine si presupune inlocuirea elicei eoliene cu o suprafata circulara, nedeformabila de discontinuitate pentru presiune, care are un acelasi diametru cu al rotorului turbinei si de grosime infinit mica. Prezenta discului in curentul de aer se manifesta prin descresterea continua a vitezei fluidului pe directie axiala de la valoarea U1 la infinit amonte la U2 la infinit aval, in sectiunea rotorului viteza avand valoarea U. Valoarea vitezei U se poate considera ca este egala cu (U1+U2) / 2 daca admitem ipoteza unei variatii liniare a vitezei in interiorul tubului de curent.



Figura 1 Alegerea tubului de curent idealizat

Pentru deducerea puterii maxime la rotor se considera o suprafata de control *Sc* tubulara, corespunzatoare unui tub de curent de sectiune circulara variabila, de la *A1* in amonte pana la *A2* in aval (*Fig. 1*) Sectiunea tubului de curent variaza pentru ca viteza in amonte este diferita de viteza in aval, insa debitul este constant si egal cu debitul care traverseaza discul activ.

Pentru calculul fortei la elice se aplica teorema impulsului pentru masa de fluid din interiorul suprafetei de control *Sc*:

$$\sum \vec{F_{ext}} = \vec{I_2} - \vec{I_1}$$
(1)

unde  $\vec{I_1} = \beta \rho Q \vec{U_1}$  si  $\vec{I_2} = \beta \rho Q \vec{U_2}$  sunt fortele de impuls din sectiunile de intrare si respectiv de iesire din suprafata de control *Sc*, iar  $\sum \vec{F_{ext}}$  reprezinta suma fortelor exterioare ce actioneaza asupra masei din interiorul suprafetei de control *Sc*.

Acestea sunt: forta pe elice *F* (reactiunea) si fortele de presiune  $\vec{P_1} = \vec{p_1} A_1$  si  $\vec{P_2} = \vec{p_2} A_2$ . in expresiile anterioare ale fortelor care intervin in descrierea ecuatiei (1),  $\beta_1$  si  $\beta_2$  sunt coeficientii de neuniformitate a campului de viteza pentru teorema impulsului,  $\rho$  este densitatea aerului, *Q* este debitul volumic de aer care parcurge tubul de curent, iar  $p_1$  si  $p_2$  reprezinta presiunile statice in sectiunile  $A_1$  si respectiv  $A_2$ .



Figura 2. Schema privind aplicarea teoremei impulsului

Considerand cele expuse mai sus si admitand ca fortele sunt orizontale si ca sensul pozitiv al axei orizontale este sensul vitezelor curentului de aer, ecuatia (1) devine:

$$P_1 - P_2 - F = \beta \rho Q U_2 - \beta \rho Q U_1 \tag{2}$$

Avand in vedere faptul ca  $p_1 = p_2 = p_{atm} = 0$ , daca ne raportam la scara manometrica ( $P_{atm}$  – presiunea atmosferica) si ca  $\beta_1 = \beta_2 \approx 1$  pentru curgerea turbulenta, teorema impulsului conduce la expresia fortei la elice:

$$F = \rho Q(U_1 - U_2) \tag{3}$$

In acest caz, puterea la elice este data de:

$$P = FU = \rho Q U (U_1 - U_2) = \rho A U^2 (U_1 - U_2)$$
(4)

Daca se tine cont de faptul ca  $U = \frac{U_1 + U_2}{2}$  , rezulta:

$$P = \rho A \left(\frac{U_1 + U_2}{2}\right)^2 \left(U_1 - U_2\right) = \frac{\rho A}{4} \left(U_1 + U_2\right) \left(U_1^2 - U_2^2\right)$$
(5)

Penru a obtine puterea maxima se considera sistemul:

$$\begin{cases} \frac{\partial P}{\partial U_2} = 0\\ \frac{\partial^2 P}{\partial U_2^2} < 0 \end{cases}$$
(6)

De unde rezulta:

$$\frac{\partial P}{\partial U_2} = \frac{\rho A}{4} \left[ U_1^2 - U_2^2 + (U_1^2 + U_2^2)(-2U_2) \right] = \frac{\rho A}{4} (U_1^2 - 2U_1U_2 - 3U_2^2) = 0$$
(7)

Prin alterari succesive se ajunge la expresia:

$$U_2 = \frac{U_1}{a} \tag{8}$$

Care inlocuita in relatia (5) conduce la expresia puterii maxime captabile de la vant:

$$P_{\max} = \frac{\rho A}{4} (U_1 + \frac{U_1}{a}) (U_1^2 - \frac{U_1^2}{9}) = \frac{\rho A}{4} U_1^3 \frac{32}{27} = \frac{16}{27} (\frac{1}{2} \rho A U_1^3)$$
(9)

Adica:

$$P_{\max} = C_{\rho,\max} \frac{\rho A}{2} U_1^3 \tag{10}$$

Unde  $C_{p,\text{max}} = \frac{16}{27} = 0.593$  este coeficientul maxim de putere, limita lui Betz.

Demonstratia de mai sus este valabila si in cazul turbinelor eoliene cu ax vertical, rezultatul fiind asemanator. Diferentele constau in stabilirea conditiilor la limita pe contur, suprafata de control fiind aleasa in concordanta cu noile ipoteze.

Definitia generala a coeficientului de putere, pentru o turbina eoliana cu ax orizontal a carei sectiune transversala a rotorului este *A*, care opereaza intr-un curent de aer pentru care viteza acestuia masurata intr-o sectiune plasata riguros lainfinit in amonte este si care genereaza o putere mecanica la arborele elicei egala cu *P*, este data de raportul dintre puterea mecanica masurata la arborele turbinei si puterea maxima a curentului de fluid, delimitat de tubul de curent care se sprijina pe curba inchisa data de frontiera exterioara a cercului circumscris rotorului turbinei, conform relatiei:

$$C_{p} = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho A U_{\infty}^{3}}$$
(11)

Relatia (10) atesta faptul ca, indiferent de performantele aerodinamice ale unui agregat eolian, energia maxima care poate fi extrasa dinr-un curent de fluid poate fi de pana la 59.3%, indiferent de conditiile de operare, caracteristicile geografice ale amplasamentului sau proprietatile specifice ale curgerii aerului.

Acest lucru reprezinta o limitare importanta, stabilind pragul pentru puterea maxima teoretica care poate fi extrasa dintr-un curent de aer cu ajutorul turbinei eoliene. in realitate, eficienta turbinelor eoliene se afla sub pragul teoretic maximal, mai mare pentru turbinele cu ax orizontal, insa departe de valoarea maxima posibila. Existenta acestei ineficiente intrinseci pentru procesul de transformare a energiei eoliene in energie mecanica, a plasat mult timp agregatele eoliene intr-un con de umbra. Chiar si acum, dupa ce au fost realizate progrese iportante in domeniu, in multe zone ale globului turbinele eoliene reprezinta o modalitate "exotica" pentru producerea energiei.

In figura 3. se prezinta diagrame generale de variatie a coeficientului de putere Cp functie de viteza specifica  $\lambda$  pentru diferite tipuri de solutii constructive ale rotorului.



Figura 3. Variatia coeficientului de putere CP functie de viteza specifica de rotatie  $\lambda$  pentru diferite tipuri de turbine eoliene cu ax orizontal

Viteza specifica  $\lambda$ , pentru o turbina eoliana a carei rotor este inscris intr-un cerc de raza R si care se roteste cu o viteza unghiulara  $\omega$ , este definita ca raportul dintre viteza tangentiala la capatul palei cel mai departat de axa de rotatie a rotorului agregatului eolian  $\omega R$  si viteza curentului de aer neperturbat, masurata intr-o sectiune amplasata riguros la infinit in amonte,  $U_{\alpha}$ , conform relatiei:

$$\lambda = \frac{\omega R}{U_{\infty}} \tag{12}$$

Se observa ca cel mai mare randament in cazul turbinelor bipale este obtinut pentru viteze specifice medii. Totusi, se prefera turbinele tripale pentru ca lucreaza intr-o zona unde vitezele specifice sunt mai mari, acest lucru micsorand complexitatea multiplicatorului de turatie sau eliminandu-l in unele cazuri in intregime. Se observa diferenta dintre limita lui Betz si punctele de randament maxim pentru diverse configuratii.

Analiza si proiectarea rotoarelor turbinelor de vant folosesc inca metode mai mult sau mai putin "primitive" care se bazeaza pe metoda discului activ, metoda elementului de pala sau metoda liniei portante. Acestea reprezinta metode care pornesc de la ipoteze care idealizeaza curgerea in jurul rotorului, ipoteze care sunt adoptate si din cauza dificultatii rezolvarii ecuatiilor de curgere pentru

marea majoritate a cazurilor. De asemenea, sunt putine situatiile in care au fost puse la punct experimente pentru testarea performantelor unui agregat eolian, notabil in acest sens fiind pana acum programul NERL phase VI [14], care reprezinta inca un caz de referinta.

Metodele numerice aplicate in dinamica fluidelor reprezinta in ultimul timp o solutie viabila in termeni de resurse de timp dar si financiare, consumate in scopul analizei curgerii fluidelor. Acestea au fost aplicate cu succes in analiza performantelor turbinelor hidraulice [15] si a studiului fenomenelor asociate curgerii in aceste cazuri. Aceleasi metode ar putea fi aplicate si in cazul turbinelor de vant cu ax orizontal. La fel ca si in cazul turbinelor hidraulice, se poate admite ipoteza simetriei curgerii in raport cu axa de curgere si a diverselor repere geometrice, fapt care ar reduce in acest caz, substantial efortul computational asociat acestui scop. Bineinteles ca metodele numerice aplicate in mecanica fluidelor nu pot fi disociate de simularile experimentale. Acestea vin insa, in suportul acestora din urma, cu scopul de a atesta reciproc validitatea cercetarilor, dar si pentru a le orienta in noi directii.

Figura 4. ilustreaza cele 4 regiuni de operare distincte, lucru care poate fi prezis folosind metodele simplificate de calcul si apoi verificat experimental cat si prin simulari numerice.



Figura 4 Curba tipia de putere a unei turbine eoliene comerciale, ilustrind cele 4 regiuni de funcitonare.

In *Regiunea 1*, viteza vantului este prea mica pentru ca turbina sa genereze putere. *Regiunea 2* este numita de asemenea regiune de putere sub valoarea nominala, se intinde de la viteza de cuplare pana la viteza nominala. Aici generatorul opereaza in regim de sub valoarea nominala. Forma teoretica a acestei

curbe reflecta principala lege de producere a puterii, unde puterea este proporționata cu cubul vitezei vantului. In *Regiunea 3*, decuplarea puterii este limitata de turbina, aceasta se intampla cand vantul este suficient ca turbina sa ajunga la puterea nominala de deconectare. *Regiunea 4* este reprezentata de intervalul vanturilor puternice, cand puterea vantului este atat de mare incat este daunatoare turbinei, si de aceea turbina este oprita.

## METODA ELEMENTULUI DE PALA

In metoda elementului de pala (BEM – Boundary Elemet Method) aria de curgere maturata de rotr este impartita intr-un numar de elemente inelare concentrice. Aceste elemente sunt considerate distincte sub presupunerea ca nu exista niciun fel de interferenta radiala intre ele iar propietatile si perfomatele profilulului sunt constante pe element, o astfel de impartire se poate observa in Figura 5.



Figura 5. Metoda elementului de pala.

Figura 6 ne arata profilul palei si vitezele descompuse pe un astfel de element. Unghiul de atac  $\alpha$  al vitezei relative fata de profil este dat de relatia:

$$\alpha = \varphi - \beta \tag{13}$$

Din Figura 6, se vede ca:

$$\tan\left(\varphi\right) = \frac{1-a}{1+a} \frac{v_1}{r\omega} \tag{14}$$

Daca numarul de pale este B, atunci putem calcula forta axiala dT si cuplul dU pe un element inelar cu raza r si latimea dr astfel:





v



Figura 7. Conmportamentul vantului in dara rotorului. Degradarea curgerii.

Folosind teoremele impulsului si momentului cinetic, obtinem:

$$dT = 2\pi r \rho v_2 \left( v_1 - v_3 \right) dr \tag{17}$$

$$dU = 2\pi r^2 \rho v_2 u_3 dr \tag{18}$$

In (18) folosim  $u_3$  ca fiind viteza tangentiala mult in spatele palnului rotor, chiar dca exista o viteza tangentiala de rotatie a vantului. Aceasta aproximatie este aceptabila pentru ca viteza de rotatie a vantului este de obicei foarte mica.

Folosind ecuatiile (15-18) avem:

$$\frac{a}{a-1} = \frac{cBC_y}{8\pi r \sin^2(\Phi)}$$
(19)

$$\frac{a'}{a'+1} = \frac{cBC_x}{8\pi r \sin(\Phi)\cos(\Phi)}$$
(20)

Unde am folosit ca:

$$w = \frac{v_1(1-a)}{\sin(\varphi)}$$
 sau (21)

$$w = \frac{r\omega(1+a')}{\cos(\varphi)}$$
(22)

Daca definim raportul de soliditate ca

$$\sigma = \frac{cB}{2\pi r} \tag{23}$$

Atunci obtinem factorii de inductie:

$$a = \frac{1}{\frac{4F\sin^2(\varphi)}{\sigma C_y} + 1}$$
(24)

$$a' = \frac{1}{\frac{4F\sin(\varphi)\cos(\varphi)}{\sigma C_x} - 1}$$
(25)

Unde, am introdus factorul F,

$$F = \frac{2}{\pi} \arccos\left(\exp\left(-\frac{B}{2}\frac{R-r}{r\sin(\varphi)}\right)\right)$$
(26)

#### Procedura de calcul este dupa cum urmeaza.

Pentru fiecare element de pala urmam umatorii pasi:

- 1. Star.
- 2.  $a ext{ si } a' ext{ se initializeaza cu niste valori fictive, de obicei 0.}$
- 3. se calculeaza  $\varphi$  din relatia (14).
- 4. Din datele aerodinamice despre profil se scot coeficientii Cl si Cd.
- 5. Se calculeaza coeficientii Cx, respectiv Cy.
- 6. *a* si *a'* se recalculeaza cu relatiile (24-25).
- 7. daca diferenta intre *a* si *a'* la cei doi pasi de timp este sub o eroare impusa (1%) atunci prcesul se opreste, altfel procesul se reia cu noile valori ale lui *a* si *a'*.
- 8. Stop

### Proiectarea a doua concepte de Turbina cu Ax Orizontal

*Consideratii generale.* Predimensionarea unei turbine cu ax orizontal de putere mica cu diamterul de 2 pana la 5 m. Din punct de vedere aerodinamic, studiul eolienelor ar trebui sa se faca intrun sistem de referinta neinertial rotitor care se misca solidar cu rotorul eolienelor. Din triunghiul de viteze, se observa ca viteza relativa la varful eolienei cu ax orizontal este mult mai mare decat viteza relativa de langa butuc. Datorita acestui aspect, fortele inertiale genereaza un criteriu de rezistenta conform caruia, ar fi de preferat profile aerodinamice mai groase la butuc si mai subtiri spre varful rotorului. Majoritatea energiei vantului este concentrata spre varful eolienei, in timp ce spre butuc, este disponibila o cantitate redusa de energie. Din acest motiv, se prefera ca varful si mijlocul eolienei, sa functioneze la incidente optime, in timp ce in vecinatatea butucului incidentele sunt exagerat de mari (cu alte cuvinte unghiul de fixare al profilelor nu este cel optim) pentru a se evita o paleta prea torsionata. Este important de remarcat ca incidentele mari din vecinatatea butucului cauzeaza desprinderea stratului limita (*stall*). Desi acest fenomen nu este dorit, el reprezinta o caracteristica a turbinelor clasice cu ax orizontal. Este de dorit de a se minimiza cat mai mult influenta unei pale, asupra palelor invecinate. Deoarece vitezele relative sunt mai mari la varf, se prefera utilizarea de profile aerodinamice care au coarda mai mica la varf si mai mare spre butuc.

Este important de remarcat faptul, ca pentru a avea un grad de generalitate cat mai mare, se prefera rezultatele adimensionalizate la raza rotorului R.

### Geomtria propusa 1.

Tinand seama si de faptul, ca eoliana predimensionata va functiona pentru viteze relativ mici ale vantului, s-a preferat profilarea ei cu profile laminare. Mai precis, **la butuc** s-a utilizat **profilul S 814** iar **la varf, profilul S 813**. Aceste profile laminare au fost create de **NREL** (National Renewable Energy Laboratory).

La acest studiu am utilizat programul gratuit Propid care este dezvoltat de Universitatea din Illinois si care se bazeaza pe teoria elementului de pala. Unghiul de asezare al profilelor a fost optimizat pentru reglarea turatiei turbinei la viteze ridicate ale vantului, prin intermediul *stall*-ului.

Turatia nominala la acre tirbina este proiectata as functioneze este de 460 rot/min.



Figura 8. – Profilul S814 folosit la butucul palei



Figura 9. Profilul S813 folosit la varful palei



Figura 10. Distributia reala a corzii in lungul palei.

r/R	c/R
0.00	0.1500
0.05	0.1500
0.15	0.1300
0.25	0.1200
0.35	0.1100
0.45	0.1000
0.55	0.0900
0.65	0.0800
0.75	0.0700
0.85	0.0600
0.95	0.0500
1.00	0.0450

Tabelul 1. Distributia reala a corzii in lungul palei.



Figura 11. Distributia reala a unghiului de asezare in lungul palei.

r/R	Unghiul de fixare (gr)
0.00	6.0
0.05	6.0
0.15	6.0
0.25	6.0
0.35	6.0
0.45	4.0
0.55	2.0
0.65	1.0
0.75	0.0
0.85	-1.0
0.95	-2.0
1.00	-2.5

Tabelul 2. Distributia reala a unghiului de asezare in lungul palei.

![](_page_14_Figure_0.jpeg)

Figura 12. Distributia de portanta in lungul palei.

![](_page_14_Figure_2.jpeg)

Figura 13. Distributia numarului Reynolds in lungul palei

![](_page_15_Figure_0.jpeg)

Figura 14. Distributia de finetii aerodinamice in lungul palei

Finetea aerodinamica este definita ca raportul dintre coeficientul de portnta si cel de rezistenta la inaintare, si este in general folosit ca si criteriu pentru alegere a unghiului de incidenta la care sa functioneze profilele din anvergura palei.

![](_page_15_Figure_3.jpeg)

Figura 15. Puterea genarata la diverse viteze ale vantului.

Se observa aici cum puterea scade dincolo de o anumita viteza a vantului datorita fenomenului de stall aerodinamic al profilului (scaderea portantei).

Viteza	Puterea
vantului	(kW)
(m/s)	
1.0	-0.05
2.0	-0.04
3.0	-0.03
4.0	0.02
5.0	0.08
6.0	0.16
7.0	0.28
8.0	0.44
9.0	0.61
10.0	0.79
11.0	0.95
12.0	1.03
13.0	1.03
14.0	1.01
15.0	0.98
16.0	0.96
17.0	0.93
18.0	0.92
19.0	0.90
20.0	0.89

Tabelul 3. Puterea genarata la diverse viteze ale vantului.

Se observa ca turbina incepe sa functioneze de la o viteza a vantului de 4m/s (cut-in speed).

![](_page_16_Figure_3.jpeg)

Figura 16. Coeficientul de puterea la diverse viteze ale vantului.

![](_page_17_Figure_0.jpeg)

Figura 17. Coeficientul de puterea in functie de TSR (Tip Speed Ratio)

### Geomtria propusa 2.

Pronind de la aceleasi considerente de rezistenta au fost alese ca si candidate alte doua profile aerodinamice, Eppler 387 spre varful palei si Wortmann FX 63-137 spre butuc.

Pentru acest caz s-a ales ca unghiul la care profilele sa functioneze sa fie unul dat de o distriburie liniara in lungul palei si sa nu fie obtinut din variatia finetii aerodinamice. Astfel acest unghi de incidenta locala variaza de la 12 gade la butuc pana la 6.5 grade la varful palei. (Acest unghi de functionare este valabil doar pentru predimensionare, el fiind ulterior alterat de procedura de optimizare).

Pentru predimensionarea turbinei s-a folosit teoria momentului de pala descrisa in cartea "Calculul elicei" de H. Dumitrescu , A. Georgescu, etc (Editura Academiei Romane - 1990), iar pentru calculul performantelor aerodinamice s-a utilizat programul gratuit Qblade al Universitatii Tehnice din Berlin, bazat pe metoda elementului d epala combinata cu teoreme impulsului. Aceste program contine si un modul de optimizare, iar geometria propusa a fost ulterior optimizata pentru a limita prin *stall* turatia rotorului la viteze ale vantului ce depasesc 15 m/s.

![](_page_18_Figure_0.jpeg)

Figura 18. Analiza caracteristicilor aerodinamice ale unei turbine eoliene cu ax orizontal – workflow.

![](_page_19_Figure_0.jpeg)

Figura 19. Profile aerodinamice folosite pentru palele turbinei eoliene: Eppler 387 (verde), Wortmann FX 63-137 (rosu).

![](_page_19_Figure_2.jpeg)

Figura 20. Distributia pe anvergura a profilelor aerodinamice (coarda + unghiul de fixare).

![](_page_20_Figure_0.jpeg)

Figura 21. Distributia pe anvergura a unghiurilor de fixare; rosu – ideal, verde – real.

Dupa cum am mentionat mai sus pentru a nu avea pale foarte torsionate se prefer ca in zona butucului profilele sa nu mai fie fixate la unghiul optim (curba rosie); la butuc energia extrasa din vant este mult mai mica decat spre varful palei si de aceea se prefera sacrificarea curgerii in aceasta zona pentru a fi indeplinite criteriile d erezistenta si constructie mai usor.

Tot din motive de simplitate, robustete a constructiei si rezistenta distributia ideala de corzi in lungul (anvergura) palei se altereaza dupa cum se vede mai jos. (Aceste consideratii sunt valabile si pentru Geometria 1, unde s-au aratat pentru simplitate doar cele reale, fara a se prezenta si geometriile ideale asa cum reies ele din teoria elementului de pala).

![](_page_21_Figure_0.jpeg)

Figura 22. Distributia de corzi si forma palei; rosu – ideal, verde – real.

![](_page_21_Figure_2.jpeg)

Figura 23. Distributia soliditatii in lungul palei.

Soliditatea este raportul dintre aria segmenteului de pala inmulti cu numarul de pale si aria segmentului din discul rotorului corespunzator razei locale. Un raport de soliditate crescuta este pus in legauira cu pornirea rotorului la viteze mici ale vantului insa aduce cu sine un comportament de nedorit in cazul vitezelor excesive ale vantudului ducand usor la distrugerea rotorului.

![](_page_22_Picture_0.jpeg)

Figura 24. Pala de turbina eoliana – vedere izometrica (distributie mixta de profile – Wortman FX 63-137 si Eppler E387).

![](_page_23_Figure_0.jpeg)

Figura 25. Coeficientul de putere ca functie de TSR (tip-speed ratio).

![](_page_23_Figure_2.jpeg)

Figura 26. Coeficientul de fortei axiale ca functie de TSR (tip-speed ratio).

![](_page_24_Figure_0.jpeg)

Figura 27. Puterea generate in functie de viteza vantului.

![](_page_24_Figure_2.jpeg)

Figura 28. Variatia fortei axiale pe rotor in functie de viteza vantului.