## **RAPORT ANALIZE CFD.**

## Analize CFD pentru evaluare eficientei concentratorului.

Pentru a putea creste puterea si a micsora viteza de demarare a turbinei au fost incercate solutii cu folosirea unui concentrator care sa aiba raportul diamtrelor la intrare fata de diametrul in zona discului rotor de 2:1. Conditiile de proiectare au fost astfel incat sa limitam desprinderile pe peretii interiori ai acestuia in zona posterioara rotorului, pentru aminimiza efectele de blocaj si astfela permiteunui debit cat mai mare sa treaca prin acesta. O alta conditie de proiectare a fost minimizarea fortei axiale dezvoltate pe acesta.

In urma proiectarii si optmizarii pe baza rezultatelor CFD a reiesit un astfel de concentrator de referinta (pentru o turbina cu diametrul de 2 m) cu dimensiunile de gabarit de 6m indirectie axiala, un diamtru maxim de 4m la intratre si 3m la iesire. Concentratorul optimizat a satisfacut criteriul initial de minimizare a fortei axiale in conditiile in care curgerea ininteriorul acestuia a ramas efectiv neafectata, netinand seama de efectul de blocaj introdus de turbina cu ax orizontal. Rezulatele pentru forta axiala sunt prezentate in tabelul de mai jos.

	Ajutaj optimizat	Ajutaj de referinta
V = 1m/s	4	5
V = 2m/s	14	20
V = 5m/s	77	121
V = 10m/s	283	465

! NOTA fortele sunt in N.

Campurile curgerii cu accelerariled efluid asteptate sunt prezentate mai jos in figurile 1 si 2 pentru ajutajul de baza si, respectiv, pentru cel optimizat .



Figure 1 - Viteza in concentratorul de baza fara turbina



Figure 2 - Viteza in concentratorul optimizat fara turbina

Pastrand forma optimizata a concentratorului efectul discului rotor a fost introdus in simulare prin metoda discului actuator, o metoda preluata din simularea eliciilor propulsive din aviatie. In esenta aceasta metoda simuleaza efectul rotorului prin alterarea proprietatilor curgerii pe o interfata mica, introducand unsalt de viteza si presiune prescrise. Aceste salturi sunt calculate prin metode clasice insa in absenta conetratorului ceea ce face ca procedura de lucru sa introduca o aproximatiece s eva rezolva prin calcule iterative, dupa cum urmeaza. Se calculeaza tirbina fara concentrator si se obtin saltul de presiune sivitezape disc, apoi se calculeaza conecntratorul cu metoda discului actuator cu conditiile impusedin calculul precedent, si se obtin noi conditii de vitezain fata discului si cu acestea se reface calculul de tip BEM pntr tirbina si se obtine un nou slat de viteza/presiune pedisc si astfel procesul se reia pana cand variatiile de la o iteratie la alta devin nesemnificative (sub 5%). Astfel in figura 3 se vad perfomantele conncentratorului cu efectul turbinei, unde in esenta vitezainaintea discului rotor raman sub valoare de 10m/s (viteza vantului la infinit), fapt care era de asteptat intrucat preasiunea totala nu variaza semnificativ in zona din fata rotorului. Cu alte cuvinte efectul benefic al concentartorului nu se vede in accelerarea curentului in orice moment al functionarii turbinei, ci doar la viteze mici ale vantului atunci cand turbina nu a demarat si curentul poate fi accelerat. Astfel sepoate concluziona ca un astfelde concentrator va aduce beneficiidoar prin micsorarea vitezei de demarare a unei turbine. Rationamentul intuitiv pentru care curentul numai este accelerat suplimentar de concentartor laviteze mariatuncicand turbina este deja in functionare este ca fluidul este influentat de prezenta turbinei prin crestrea de presiune in fatat acesteia , ea producand un blocaj astfelincat debitul ce ar trebui sa intre in turbina scade, partia datorita si frecarilor de pe perectii concentartorului.

Daca avem in vedere dimensiunile acestuia, complicatii constructive introduse si costul sau in raport cu energia produsa prin demararea la viteze mici, acolo unde oricumse produce putina energie, nu recomandam un astfel de sistem pentru augmentarea eficientei turbinelor cu ax orizontal. De asemenea forta axiala pe concentrator creste la aproximativ 600N in cazul prezentei turbinei la o viteza de referinta de 10m/s.



Figure 3 - Viteza in concentratorul optimizat cu turbina



Figure 4 - Presiunea in concentratorul optimizat cu turbina

## Analize CFD pentru studiul campului curgerii in vecinatatea locuintelor.

Analiza CFD pentru studiul campului curgerii in vecinatatea locuintelor are ca scop determinarea efectelor introduse de locuinte asupra calitatii campului de curgere. Astfel se doreste analiza efectului de accelerare a aerului incuregrea sa peste acoperisulin 2 ape, dar si analiza detriorarii calitatii aerului (intensitatea turbulenta crescuta). Intensitatea turbulenta esteun indicator al fluctuatiilor vitezei instantanee fata de viteza medie, acest factor etse relevant pentru degradarea calitatii campului de viteze. Se stie ca anumite tipuri de turbine,mai ales cele de putere mica sidintre acestea cele de tip Darrieus sunt afectate de intensitatea turbulenta. Totodata acest factor poate produce tranzitia prematura a curegerii pe o suprafata solida din regimul laminar in regim turblent, tranzitie asociata cu

crestera masiva a rezistentei la inaintare, iar in functie de configuratia turbinei la o scadere semnificativa a puterii genarate, intre 25 si 40%.

Curgerea aerului in prezenta casei cu acoperis in 2 ape a fost studiata pentru viteze ale vantului de 3, 6 si respectiv 12 m/s in conditii de turbulenta atmosferica relativ redusa, intensitatea turbulenta a aerului departe de casa este de 5%. Pentru acoperisul casei au fost considerate mai multe cazuri de acoperis cu rugozitati diferite, de 0, 0.01 si respectiv 0.03 m.

In figura 5 se poate observa variatia intensitatii turbulente cu viteza si rugozitatea acoperisului. Daca odata cu cresterea rugozitatii nu se pot distinge diferente semnificative, atunci cand crestem viteza se oserva o crestere a intensitatii turbulente in avalul casei si in zona de curgere din aval de pe acoperis. Zona afectata de fluctuatiile de viteza din aval se modifica sensibil la crestrea vitezei aceasta crescand in inaltime. Notam ca o intensitate turbulenta de 3 inseamna fluctuatii de ce au o abatere patratica medie de 3 ori mai mare decat viteza medie, astfel incat o eoliana ce ar fi amplasat intr-o astfel de zona ar fi puternic afecatata de un regim turbulent.

In figura 6 sunt comparate campurile de viteze din proximitatea casei pentru aceleasi cazuri. Se poate observa ca desi exista o zona de accelerare a aerului la trecerea sa peste acoperis acea zona este puternic afecatata de startul limita si efectele turbulentelor (intensitatea turbulenta crescuta) astfel incat o amplasare a unei turbine cu "ax vertical" (zbaturi, Savonius, Darrieus, etc) pentru acoperis in 2 ape ar duce la o functionare atat in regim complet turbulent cat si cu fluctuatii puternice ale vitezei, ceea ce ar scadea performantele acesteia, fapt confirmat numeric pentru o turbina cu zbaturi. Pentru o turbina de tip Darrieus rezultatele fiind cu atat mai rele. In figura 7 este prezentata o astfel de curgere "blocata" intr-o turbina cu carcasa la o viteza a vantului de 3m/s (cu intensitatea turbulenta la infinit amonte de 1%) si o viteza de rotatie impusa de 10 rad/s. In acest caz debitul de aer ce intra in turbina este insufiecient pentru a genera putere, dupa cum s epoate vedea si din figura 7. In figura 8 sunt prezentate rezultatele unei simulari in conditii identice pentru o turbina de tip Savonius cu 3 pale. Desi se poate sesiza o imbunatatire a debitului ce intra in turbina acesta este in continuare suficient de mic pentru a genera putere in regim eficient.



Figure 5 - Intensitatea turbulenta



Figure 6 - Campul de viteze



Figure 7 - Turbina cu zbaturi in blocaj.



Figure 8 - Turbina Savonius in blocaj.

## Analize CFD pentru turbine cu ax orizontal.

Analiza CFD a turbinelor cu ax orizontal a avut in vedere studiul modificarii performantelor turbinei atunci cand consideram efectul de capat al palelor, efectul siajului si interferenta cu nacela generatorului. Un pas important a fost constituit din proiectarea unui carenaj pentru o nacela care sa poata adaposti un generator cu diametrul de 0.5m. diferite solutii constructive au fost studiate si in cele din urma s-a ales marirea diametrului palelor de la 2m la 3m in paralel cu recarenarea nacelei pentru a se minimizeze efectele de blocaj introduse de generator.

Pentru studiul efectelor de capat si minimizarea interferentelor din dara un studiu al utilizarii placilor de capat sau a winglet-urilor este in lucru. Placile de capat si wingleturile au un dublu rol, prin atenuarea efectelor de capat se minimizeaza pierderile de portanta pe pala si se reduce vorticitatea ce formeaza siajul, avand astfel potental de crestere a puterii. In sens negativ rezistenta data de palcile de capat/winglet creaza un cuplu rezistent ce scade puterea. Pana in faza actuala rotoarele au fost studiate doar in zona unde avem raportul vitezelor de la varful palei (Tip Speed Ratio – TSR) optim.

Primul caz studiat este cel al turbinei de 2m diametru cu profilele NREL S814 – S813 si cu un carenaj al generatorului neoptimizat. O reprezentare a acestei geometrii este in figura 9, atunci cand ea are si placi de capat. Pentru simulare s-a ales o turatie impusa de 48.17rad/s si o viteza a curentului la infinit de 10m/s. Din cauza diametrului mare al generatorului fata de diametrul turbinei efectele de blocaj sun importante iar palele au o coarda relativa mica, fapt ce duce la o soliditate sczuta si o performanta aerodinamica slaba. Astfel coeficientul de putere este de 0.112 in cazul fara placi de capat si respectiv 0.126 atunci cand se folosesc placi de capat.

A doua geometrie studiata are carenajul nacelei optimizat, diametru rotorului marit la 3m si in plus o noua geometrie a palelor ce au la baza un profil NACA 23015. Desi acest profil in practica se comporta inferior profilelor NREL (S813,S822 sau S834) pentru turbine eoline de dimensiuni mici si medii, el a fost inclus in studiu ca element de comparatie, multe dintre turbinele actuale avand la baza un profil derivat din acesta. Pentru acest profil simularile s-au efectuat in conditiile unei viteze a vantului de 10m/s si o viteza de rotatie impusa de 46.67 rad/s. Coeficientii de putere sunt de 0.42 pentru cazul fara placi de capat si de 0.33 in cazul utilizarii placilor de capat. Comportarea mai slaba in cazul geometriei cu placi de capat sugereaza o reproiectare a acestora, pentru iteratiile ulterioare. O investigatie mai detaliata dezvaluie desprinderi la interferenta pala-placa de capat si necesitatea unui carenaj in aceasta zona, figura 11. Rezistenta indusa de acestea este cu atat mai importanta a fi redusa cu cat ea se afla mai departe de axa de rotatie.

In prezent este in lucru un studiu CFD comparat intre efectul placilor de capat si winglet pentru o turbina de 3m diametru avand aceasi nacela insa doua geometrii de pala candidate, unul bazat pe profilele S823-S822 si alta bazata pe S814-S813. Exista posibilitatea inlocuirii profilului S822 cu profilul S834 (mai recent, dar similar) care se asteapta a avea performante aeroacustice sporite. Profilele NREL S822/S834 care sunt folosite in zona mediana si de varf a palei sunt proiectate a fi mai putin sensibile la contaminare decat profilele de aviatie similare (NACA 23015-23018) la contaminare, si astfel avand o mult mai buna functionare in practica, acestea sunt special proiectate pentru o functionare la numere

Reynolds mici. Profilele de aviatie desi adesea au caracteristici superioare ele sunt proiectate pentru numere Reynolds ridicate, performantele lor degardandu-se foarte rapid la numerele Reynolds unde functioneaza in mod curent turbinele de mica putere. Profilul S822 si derivatul acestuia, S834, sunt special proiectate pentr a functiona la nuemre Reynolds de sub 800000, si a avea un comportament cat mai bun in cazul contaminarii suprafetei (crestrea rugozitatii), pierderea laminaritatii se face foarte rapid pe extradosul acestora, si astfel ele intra in stall mai tarziu. In plus fata de profilul S813 acesta are o zona de liniaritate a portante mai mare la acelasi numar Reynolds (600000) care este atins la varful palei in conditiile de optim.



Figure 9 - Turbina 2m, cu placi de capat.



Figure 10 - Turbina 3m, placi de capat.



Figure 11 - Coeficientul de frecare la perete. Rotor de 3m cu placi de capat



Figure 12- Siajul turbinei eoliene cu 3m diametru si fara placi de capat



Figure 13 - Coeficientul de portanta in functie de incidenta. S - profil neted; R - profil rugos

Toate simularile din acest raport s-au efectuat cu un model de turbulenta SST k-omega, si avand un y+ de aproximativ 1.