

## RAPORT 2

Proiect: PN-II-PT-PCCA-2011-3.2-1696

### Innovative wind energy conversion micro-system with direct-driven electric generator for residential uses – INNOWECS

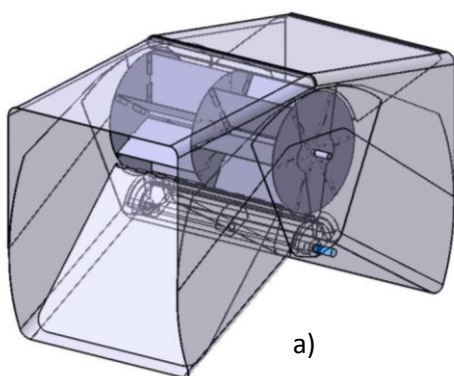
Etapa II : Modelarea, simularea si optimizarea diferitelor componente ale microcentralei eoliene

#### Activitatea II.1

#### Modelarea diferitelor componente ale microcentralei eoliene

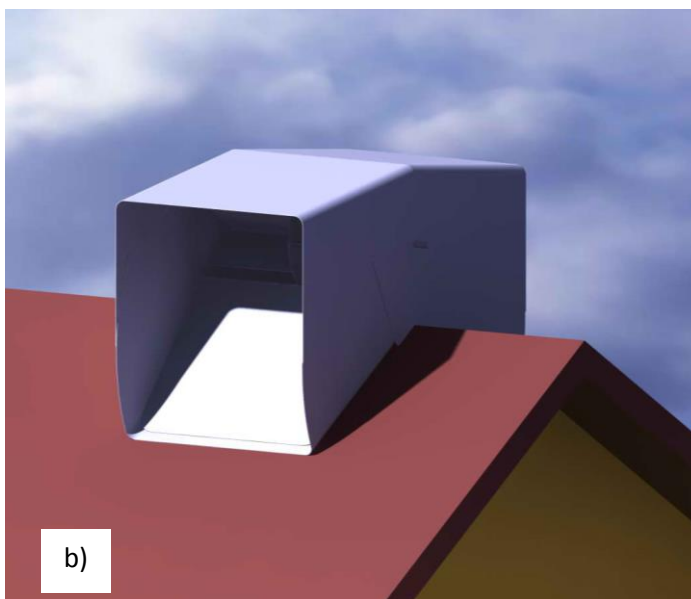
##### II.1.1 Introducere

Premisa initiala a proiectului a constat in realizarea unei turbine eoliene de uz domestic, cu ax orizontal, de tip Savonius (Fig.1). Desi solutia constructiva prezenta avantajul unei structuri mai compacte si o buna integrare in arhitectura urbana, studiile si analizele numerice efectuate au pus in evidenta un comportament aerodinamic nefavorabil pentru acest tip de turbina, obtinandu-se coeficienti de putere ( $C_p$ ) relativ mici ( $0,30 \div 0,34$ ) si deci un randament mecanic de conversie a energiei vantului mai redus.



a)

Fig. 1 Turbina cu ax orizontal de tip Savonius: a) Structura de principiu  
b) Montata pe acoperis.



b)

Pe baza studiilor numerice efectuate, s-a adoptat modelul unei turbine cu ax orizontal, cu 3 pale de tip “towered – upwind”. Acest tip modern de turbina eoliana permite atingerea unor parametrii aerodinamici ridicati, coeficientul de putere rezultat in urma simularilor ajungand la valori in jurul a 0,43 la viteze ale vantului de 10 m/s.



Fig. 2 Modelul turbinei dezvoltate in cadrul proiectului (montaj pe acoperis).

In conformitate cu scopul propus prin tema proiectului, turbina eoliana a fost proiectata pentru a fi montata pe acoperisul locuintelor (Fig.2) sau acolo unde este posibil, pe sol, in curti sau gradini. In consecinta, gabaritul turbinei, greutatea acesteia, cat si zgomotul produs in functionare de aceasta sunt parametrii foarte importanti care trebuie avuti in vedere in activitatea de conceptie.

Parametrii functionali care au fost luati in considerare la proiectarea turbinei au fost puterea maxima a generatorului electric  $P_{\max} = 4.5 \text{ kW}$  si turatia de 400 rot/min. In aceasta etapa, au fost determinate solutiile constructive ale subansamblelor turbinei si predimensionarea si verificarea principalelor elemente supuse la solicitari in timpul functionarii. Aceste studii sunt foarte importante in alegerea uneia sau alteia din solutiile propuse, de rezultatul acestora depinzand validarea configuratiei ce urmeaza sa fie dezvoltata in proiect. Din acest punct de vedere au fost analizati arborele generatorului electric, care sustine si subansamblul motor - rotorul turbinei - cat si pilonul pe care este montata turbina. In etapa urmatoare, vor fi supuse analizei si celelalte elemente ce alcatuiesc subansamblele componente. In urma acestor analize se va efectua si optimizarea elementelor structurale din punct de vedere constructiv, al materialelor si tehnologiilor alese si al costurilor de productie.

## II.1.2. Criterii initiale de proiectare.Solutii propuse

O data stabilita intentia de proiectare, criteriul fundamental care a stat la baza identificarii unei forme constructive de plecare a fost criteriul de comportament aerodinamic. In urma analizelor si simularilor efectuate de catre echipa de specialisti din cadrul proiectului, a rezultat o forma optimizata a corpului turbinei si a fost ales profilul palei rotorului (Fig.3a). Una din constrangerile initiale in determinarea profilului corpului turbinei a fost valoarea diametrului generatorului electric cu flux axial, a carui concept inovativ a fost realizat in cadrul proiectului. In aceasta varianta diametrul generatorului electric este de 400 mm (Fig.3b –Zona III).

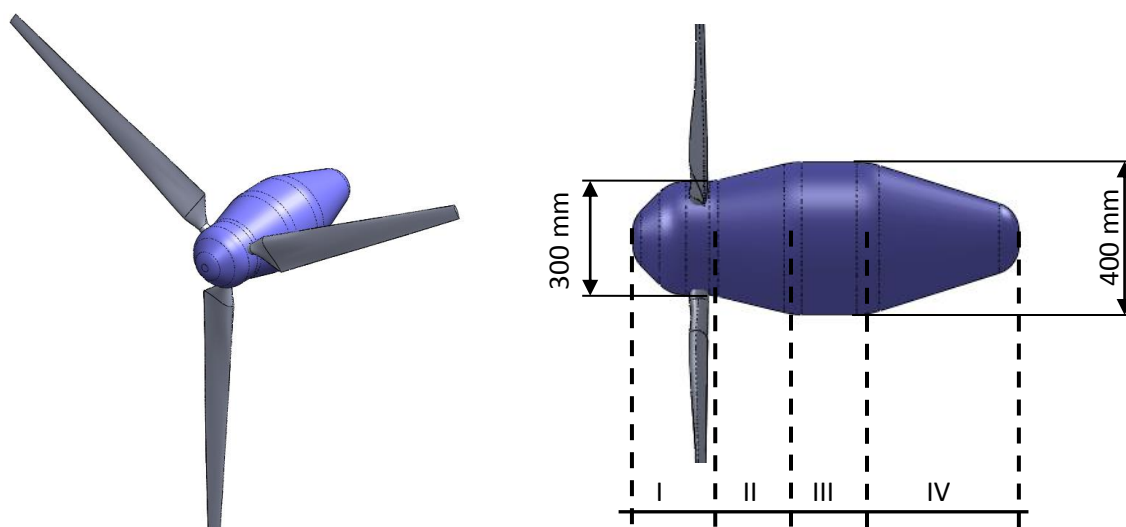


Fig.3 Geometria de plecare a turbinei rezultata in urma analizei aerodinamice:  
a) Vedere isometrica; b) Tronsoane structurale identificate pe profilul corpului:  
I – Tronsonul rotorului turbinei; II – Tronsonul de carena aerodinamica anterioara;  
III - Tronsonul generatorului electric; IV – Tronsonul de carena aerodinamica posterioara.

Tronsonul II de pe geometria turbinei (Fig.3 b) este o zona de tranzitie intre tronsonul corespunzator rotorului, cu un diametru de 300mm si cel al generatorului, al carui diametru este de 400mm. El nu are rol functional propriu-zis, prezenta lui fiind determinata de ratiuni de aerodinamica a ansamblului. S-a incercat, in consecinta, o solutie constructiva care sa elimine acest tronson, eliminand astfel complicatiile constructive si mai ales costurile implicate de acesta. In Fig.4 se observa o asemenea

varianta constructiva care a tinut cont de acest considerent. Aceasta varianta, pe langa faptul ca reduce costul de fabricatie, prin renuntarea la tronsonul carenajului anterior (Fig. 3b –Tronsonul II) prezinta si avantajul reducerii gabaritului si al greutatii turbinei. Aceasta modificare presupunea insa cresterea diametrului conului rotorului (hub) de la valoarea initiala de 300mm la 400mm (diametrului generatorului electric). Fiind supusa simularii, aceasta configuratie s-a dovedit a fi nefavorabila datorita desprinderii fileurilor de aer de pe suprafata generatorului electric si respectiv aparitiei curgerii turbionare a

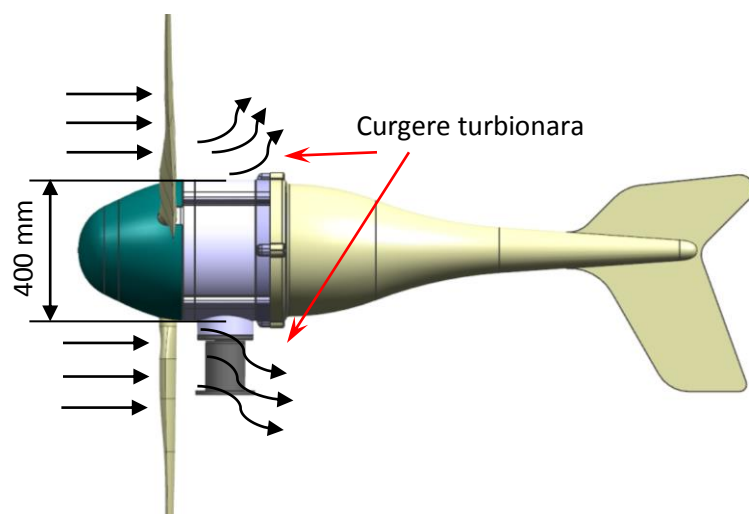


Fig. 4 Varianta constructiva.

aerului in zona din spatele planului rotorului, cu efecte negative asupra transferului de energie a vantului catre rotorul motor. Pe baza acestor rezultate, s-a decis pastrarea zonei de carenaj, in conformitate cu geometria propusa initial si deci, dezvoltarea ansamblului structural al turbinei pe pe baza acestei geometrii.

### II.1.3. Prezentarea variantei constructive alese

În Fig.5 sunt date dimensiunile de gabarit ale turbinei și câteva cote funcționale referitoare la montarea acesteia pe acoperișul casei. Greutatea estimată a turbinei fără filonul de susținere este de cca.160 kg.

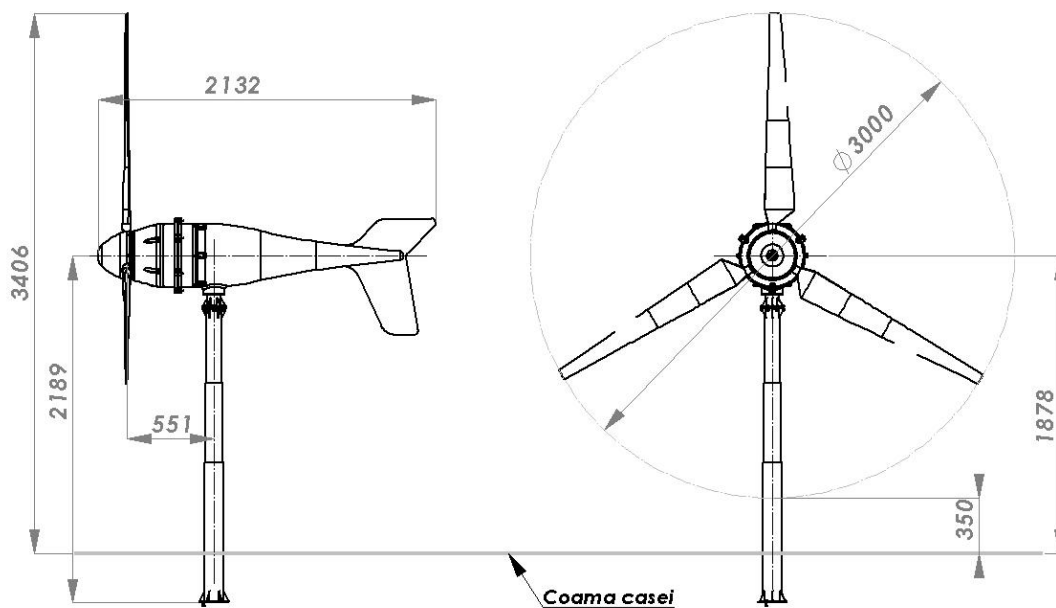


Fig.5 Dimensiuni de gabarit ale turbinei.

Proiectul turbinei respectă structura de principiu, clasică a unei turbine cu ax orizontal, cu montare pe pilon. Luându-se în considerare destinația ei, s-a încercat însă simplificarea construcției pentru obținerea unui preț de cost cât mai redus, în condițiile obținerii unor parametri funcționali și de randament cât mai ridicați. În proiectarea turbinei s-a ținut cont și de criterii de ordin estetic. S-a optat pentru antrenarea directă a generatorului, prin montarea rotorului pe arborele generatorului.

Pentru etapa actuală, elementele componente au fost dimensionate constructiv, urmând ca în etapa următoare acestea să fie verificate și optimizate dimensional sau ca formă geometrică. Totuși, chiar și pentru faza actuală, s-au făcut calcule de verificare și analize numerice pentru câteva organe importante din structura turbinei, supuse la solicitări importante în funcționare și anume arborele generatorului și pilonul de susținere al turbinei.

In Fig.6 este prezentata, in vedere explodata, structura turbinei, pe module functionale.

Elementele componente ale turbinei eoliene sunt: 1. ansamblu rotor; 2. coroana conului rotorului; 3. carenaj anterior; 4. generator electric cu flux axial; 5. sistem de prindere; 6. coada (carenj posterior); 7. pilon de sustinere; 8. conul rotorului (bot);

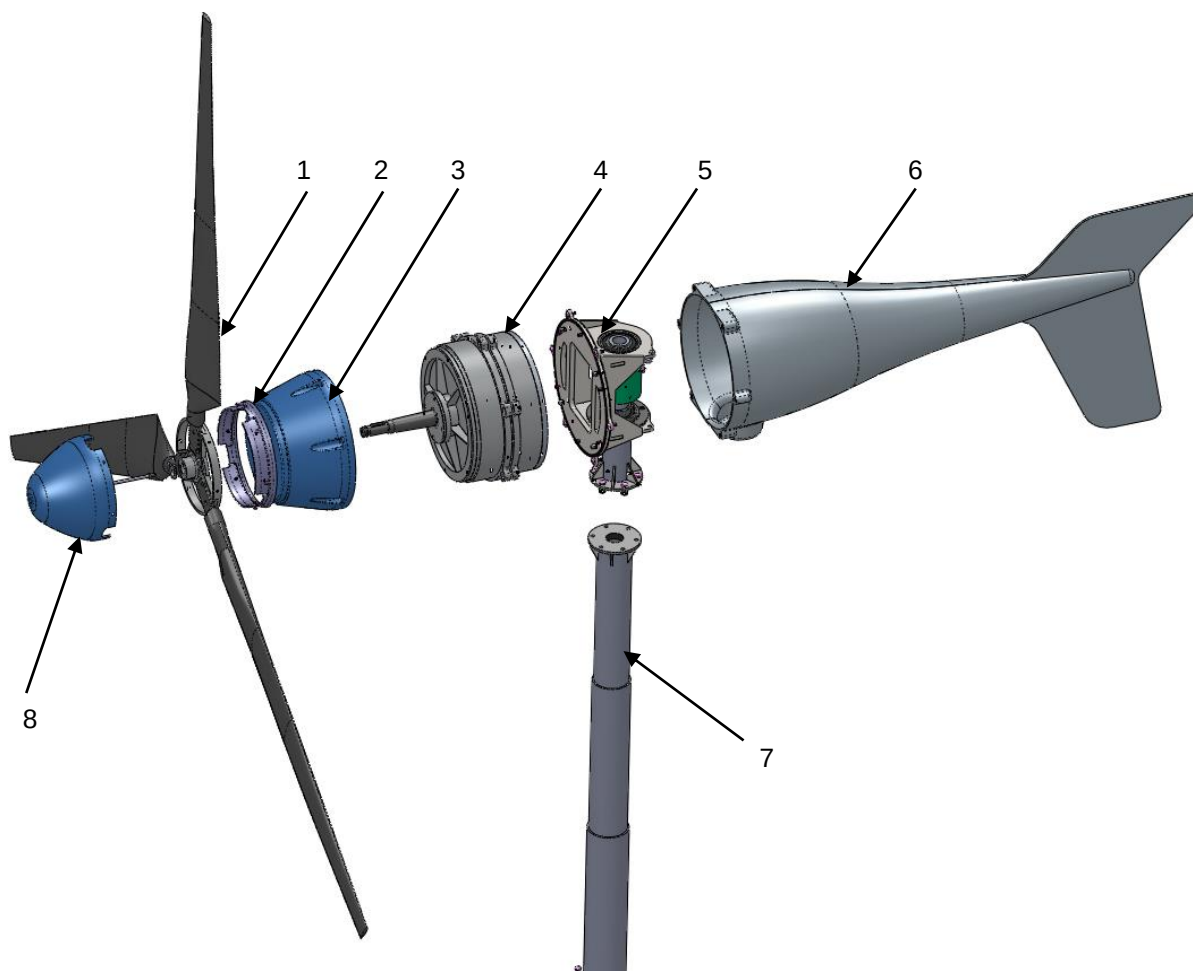


Fig.6 Vedere explodata a turbinei eoliene.

In Fig. 7 este prezentata o sectiune axiala prin ansamblul turbinei, in care se pot vedea elementele acesteia, modul de asamblare cat si rolul lor functional.

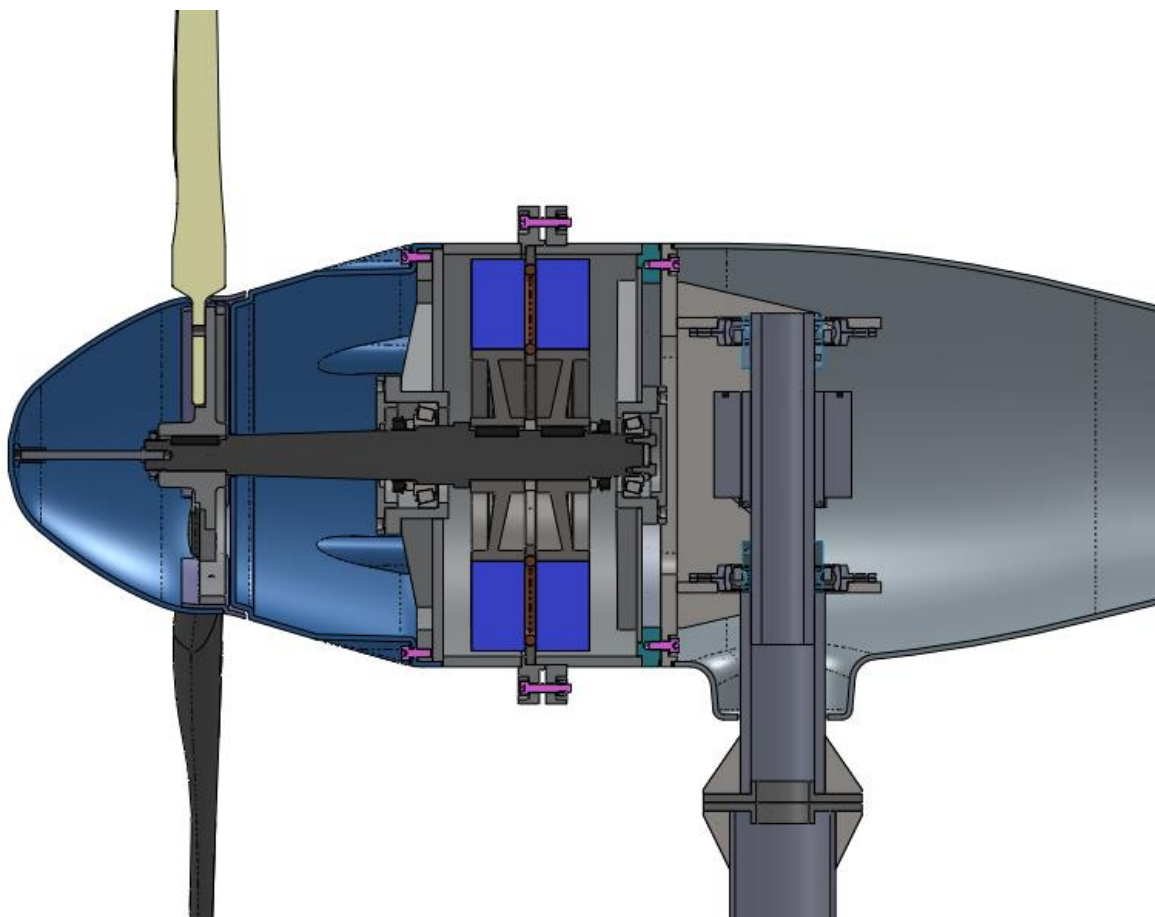


Fig.7 Sectiune axiale prin turbina.

### II.1.3.1 Generatorul electric

Un subansamblu important in alcatuirea turbinei este generatorul electric. Acesta este unul cu flux axial, cu magneti permanenti si actionare directa. Avand in vedere ponderea mare pe care o are, in ceea ce priveste greutatea, in ansamblul turbinei, obiectivul reducerii greutatilor pieselor componente a fost avut in vedere in alegerea materialelor, a tehnologiilor de fabricatie cat si in dimensionarea acestora.

In Fig. 8 este prezentat generatorul electric intr-o vedere isometrica, una explodata si o sectiune axiale. Astfel, carcasa generatorului este alcatuita din doua semicarcase 1 si 10, asamblate impreuna prin intermediul suruburilor si piulitelor 2.

Din motive economice, pentru realizarea semicarcaselor s-a ales un aliaj de aluminiu, in constructie sudata. Partile componente ce urmeaza a fi sudate vor fi obtinute din semifabricate (teava, tabla) prin debitare si prelucrare mecanica, unde este cazul.

Pentru realizarea arborelui 14, organ intens solicitat atat static cat si dinamic, in functionarea turbinei, s-a optat pentru un otel laminat la cald. Datorita introducerii

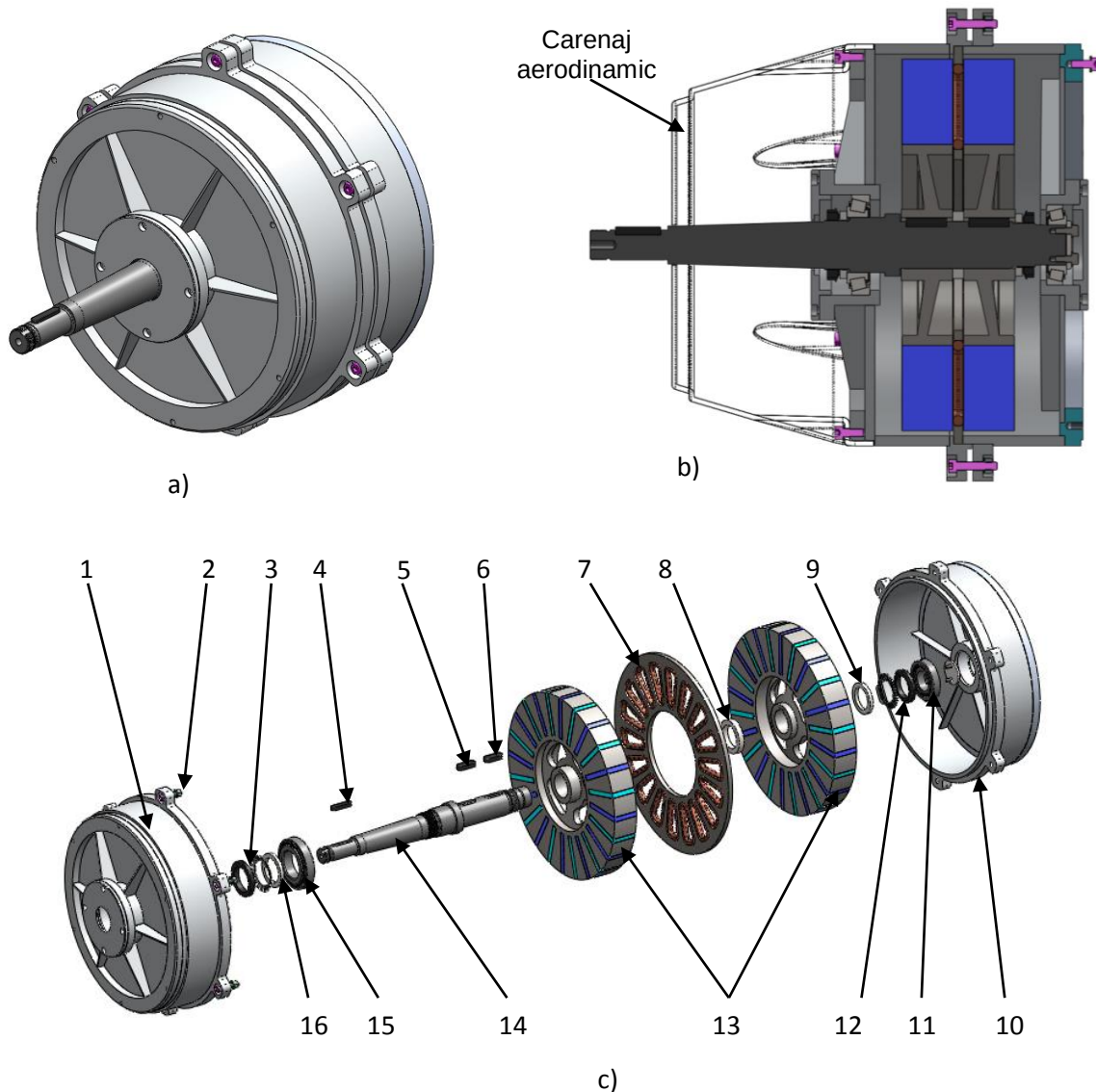


Fig.8 Generatorul electric cu flux axial. a) Vedere isometrica b) Sectiune axiale  
c) Vedere explodata

carenajului aerodinamic (Fig.8 b) din motive de curgere a aerului, asa cum s-a discutat



la cap. II.1.2. si pentru a nu complica structura (cu impact asupra unor parametrii importanti: cost, greutate) a fost necesara cresterea lungimii arborelui, rezultand o incarcare in consola a acestuia (greutatea ansamblului rotor). De aici a rezultat o forma care sa intareasca tronsonul in consola, puternic solicitat la incovoiere.

Cei doi rotorii 13 ai generatorului sunt fixati pe arbore cu ajutorul penelor 5-6 si asigurati axial cu bucsa 9 si piulita si saiba 12. Bucsă 8 a fost utilizata pentru a asigura intrefierul de 1 mm dintre statorul 7 si cei doi rotorii. Ansamblul mobil al generatorului se spijina pe rulmentii radiali-axiali, cu role conice 11 si 15. A fost ales acest tip de rulment, cu montaj in X, pentru a putea prelua sarcina axiala care apare in axul generatorului in timpul functionarii. Fixarea axiala a rulmentului 15 s-a facut cu bucsa 16 si saiba si piulita pentru rulmenti 16.

Greutatea obtinuta prin aceasta constructie este de 89,5 kg.

#### II.1.3.2 Rotorul turbinei

Ca si component motor al turbinei, rotorul este un alt subansamblu important al structurii turbinei. In Fig.9 este prezentat subansamblu rotor in vedere isometrica si respectiv in detaliu. Varianta aleasa a fost cea a unui rotor cu 3 pale, din fibra de sticla

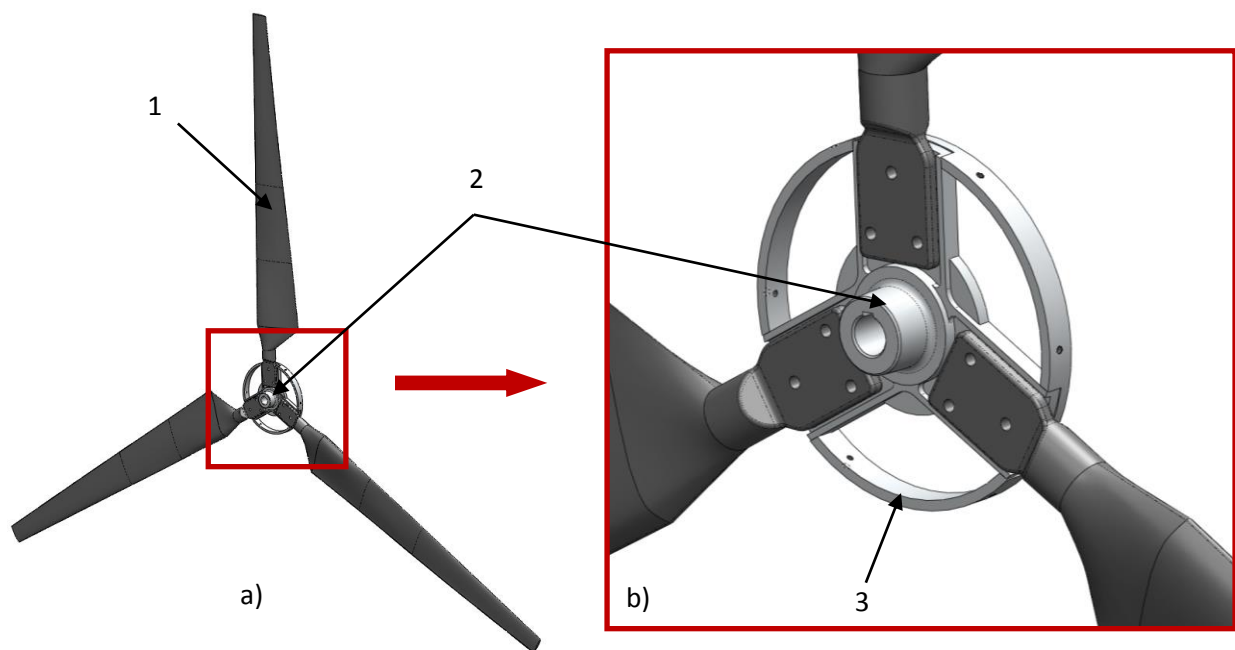


Fig.9 Subansamblu rotor: a) vedere isometrica; b) detaliu.

cu un diametru de 3 m. Componentul care sustine palele rotorului 1, avand totodata rolul de a transmite miscarea prin intermediul unei pene catre axul turbinei este butucul 2. Butucul va fi realizat din aluminiu turnat. De coroana rotorului 3 asamblata prin sudura de butucul rotorului, va fi fixat prin suruburi conul rotorului. Cele 3 pale vor fi fixate de coroana rotorului prin suruburi.

Greutatea obtinuta pentru ansamblul rotor este de 15,5 kg.

### II.1.3.3 Sistem de prindere

Sistemul de prindere prezentat in Fig.10, este componentul de care se fixeaza celelalte subansamble al turbinei, asigurand unitatea structurala a acestora. Totodata, sistemul permite rotirea intregului ansamblu al turbinei in jurul axei verticale a pilonului de sustinere, pentru punerea in vant a rotorului motor asigurand astfel functia acestuia si

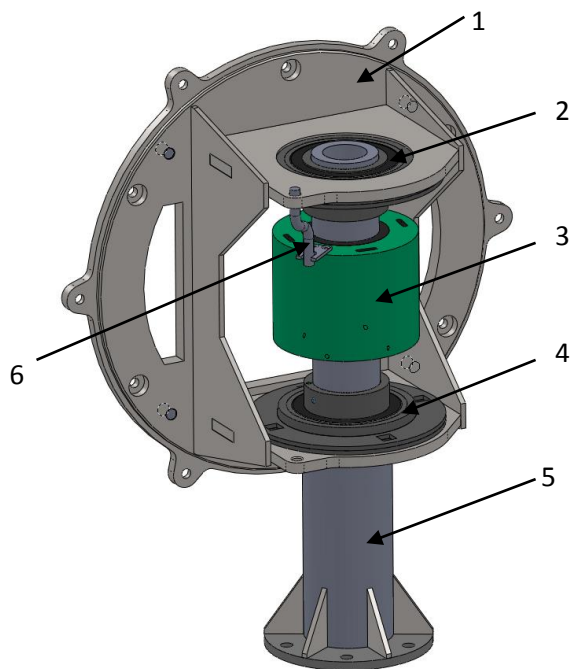


Fig.10 Sistem de prindere.

anume captarea energiei cinetice a vantului. Sistemul este alcatuit din sasiul 1, executat din tabla de otel, in constructie sudata, pe care se va fixa, cu suruburi si piulite, ansamblul anterior format din generator si rotor, cat si coada turbinei. Lagarele carcasate 2 si 4, fixate rigid de sasiu, permit rotirea in jurul axului 5, care, prin montarea lui pe pilonul de sustinere, va constitui elementul fix al intregului ansamblu al turbinei. Transferul curentului electric produs in timpul functionarii in statorul generatorului catre partea fixa a turbinei se va face prin intermediul unui dispozitiv cu inel colector

(slip ring), numerotat cu 6 in Fig.10

Greutatea sistemului de prindere este de 21 kg.

### II.1.3.3 Coadă turbinei

Coadă este elementul care prin forma lui, la schimbarea direcției vântului, produce cuplul necesar rotirii ansamblului turbinei pentru orientarea ei pe direcția vântului. Coadă prezentată în Fig.11 este realizată din fibra de sticlă, fiind compusă din două semi-forme, asamblate împreună cu suruburi.

Greutatea estimată a cozii este de 17,5 kg.

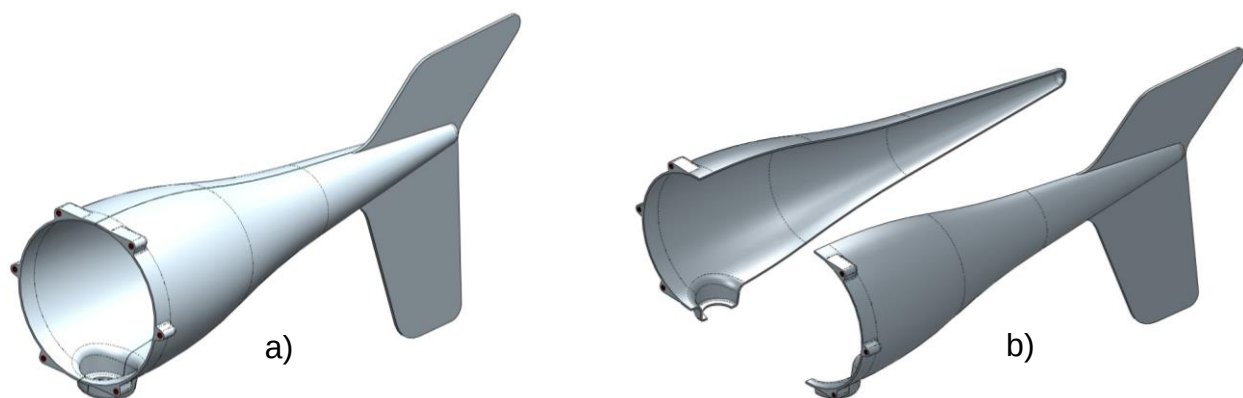


Fig.11 Coadă turbinei (carenaj posterior): a) vedere isometrică; b) semi-forme.

### II.1.3.4 Elemente cu rol aerodinamic

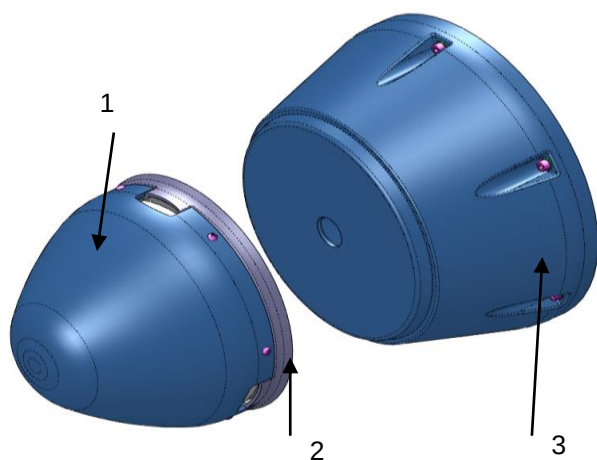


Fig.12 Elemente cu rol aerodinamic.

În structura turbinei elementele 1-conul rotorului, 2-coroana conului rotorului și 3-carenaj aerodinamic, prezentate în Fig.12 au rolul de a asigura o curgere laminară a curenților de aer.

Construcția acestor elemente va fi realizată din fibra de sticlă.

Greutatea estimată a elementelor cu rol aerodinamic este de 6,5 kg.

## Activitatea II.2

### Simularea diferitelor componente ale microcentralei eoliene

#### II.2.1 Introducere

Arborii trebuie dimensionati astfel încât sa nu se deformeze sub actiunea sarcinilor, mai mult decât limitele functionale admisibile ale ansamblului din care fac parte.

Arborele principal al generatorului preia cea mai mare parte a forțelor externe și interne, deci trebuie să fie suficient de rigid pentru a asigura o bună performanță.

Proiectarea ansamblului turbinei eoliene trebuie să respecte cerințele stabilite pentru construcții: rezistență și stabilitate, siguranță în exploatare, etc. In acest scop au fost realizate o serie de calcule numerice de rezistenta in arborele principal al generatorului (Fig.8 pozitia 14) si in pilonul de sustinere (Fig.6 pozitia 7).

Calculul tensiunilor din arborele principal al generatorului este o etapa importanta in dimensionarea acestuia. Tensiunile echivalente von Mises caracterizeaza starea de tensiune intr-un punct al unei structuri. Tensiunea von Mises se calculeaza cu relatia:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2},$$

unde  $\sigma_{1,2,3}$  sunt tensiuni normale principale.

Tensiunea echivalentă (von Mises) trebuie să satisfacă relația:

$$\sigma_e \leq \sigma_c$$

#### II.2.2 Calculul deformatiilor elastice din arbore

Analiza statica, realizata cu ajutorul metodei elementelor finite (AEF), a permis studierea comportamentului arborelui principal al generatorului, la sollicitari date. Pentru aceasta analiza numerica, materialul ales pentru arborele principal al generatorului este un otel a carui caracteristici sunt prezentate in tabelul1.

In Fig.13 este prezentat sistemul simplificat al incarcarii avute in vedere pe arborele principal al generatorului, dar si valorile acestora: (A) si (B) reazemele din cele doua lagare cu rostogolire ce sustin arborele, (C) si (D) incarcari pe arbore care

rezulta din greutatea rotoarelor, (E) forta axiala rezultata din presiunea cu care vantul apasa pe rotorul (palele) turbinei, (F) momentul motor dezvoltat de rotorul turbinei pentru o putere  $P_{\max}=5\text{kW}$  si (G) greutatea cu care rotorul turbinei solicita capatul arborelui.

Tabelul 1 Caracteristicile mecanice ale materialului.

|                                    |         |                   |
|------------------------------------|---------|-------------------|
| Density                            | 7850    | Kg/m <sup>3</sup> |
| Tensile Yield strength, $\sigma_c$ | 2,5e+08 | Pa                |
| Tensile ultimate strength          | 4,6e+08 | Pa                |
| Young's Modulus                    | 2e+11   | Pa                |
| Poisson's Ratio                    | 0,3     |                   |

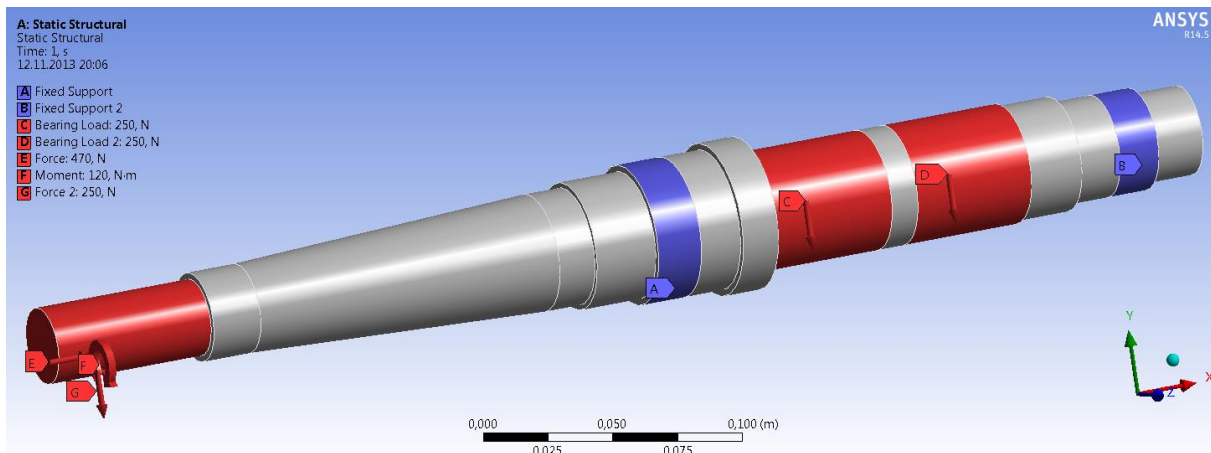


Fig. 13 Reprezentarea incarcarilor pe arborele principal al generatorului.

Pentru discretizarea arborelui s-a folosit o retea de elemente finite de forma tetraedrica, respectiv s-au utilizat un numar de 167403 elemente si 260619 noduri. Reteau de discretizare este rafinata in zonele in care sunt previzibile valori ridicate ale tensiunii.

In cele ce urmează sunt prezentate rezultatele numerice privind distributia stării de tensiuni și deformații în arborele principal al generatorului. Razele de racordare exterioare, tesiturile si filetele au fost neglijate in analiza numerica.

După cum se poate observa în Fig.14, în urma aplicării incarcarilor enumerate mai sus în arborele principal al generatorului, tensiunea echivalenta (von Mises) maximă, apare în zona de trecere dintre tronsonul cilindric pe care se monteaza rotorul turbinei si tronsonul conic al arborelui. Valoarea tensiunii echivalente maxime este de

$7,4 \cdot 10^7$  Pa, care este de cca. 3 ori mai mica decat tensiunea admisibila a materialului si este localizata in zona umarului arborelui.

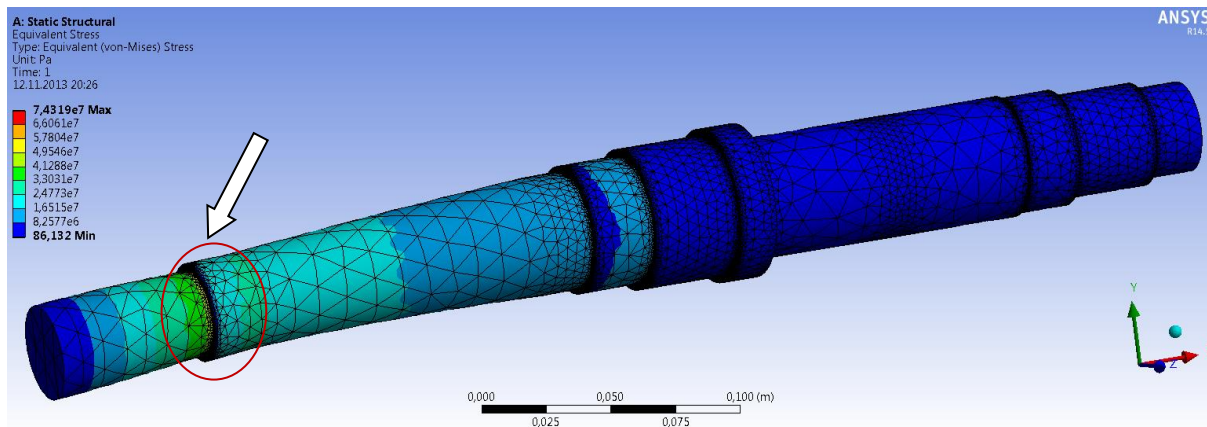


Fig.14 Distributia tensiunilor echivalente in arborele principal al generatorului

Marimea razei de racordare interioare din zona umarului arborelui, influenteaza distributia tensiunii echivalente in acea zona. Aplicarea unei raze ce racordare de 2mm in zona umarului arborelui, va reduce valoare maxima a tensiunii echivalente asa cum poate fi observat in Tabelul 2. In unele cazuri alegerea unei raze de racordare mai mari, in scopul minimizarii tensiunii echivalente maxime, nu poate fi posibila din cauza limitarilor dimensionale sau a existentei altei părți mecanice. Din acest motiv tensiunile critice sunt de asteptat in zonele de racordare.

Tabelul 2 Valorile minime si maxime ale deplasarii, tensiunii echivalente si deformatiei pentru o raza de racordare de 2 mm in zona umarului arborelui.

| Results     |               |                |                 |
|-------------|---------------|----------------|-----------------|
| Minimum     | 0, m          | 137,79 Pa      | 9,3746e-010 m/m |
| Maximum     | 5,9512e-005 m | 5,7265e+007 Pa | 2,8748e-004 m/m |
| Information |               |                |                 |

În Fig.15, se poate observa că, în urma aplicării incarcarilor în arborele principal al generatorului, deformația totală maxima apare la capatul arborelui, in zona de montare a rotorul turbinei. In aceasta zona valorile deplasarilor sunt cuprinse între 0 si 0,059 mm.

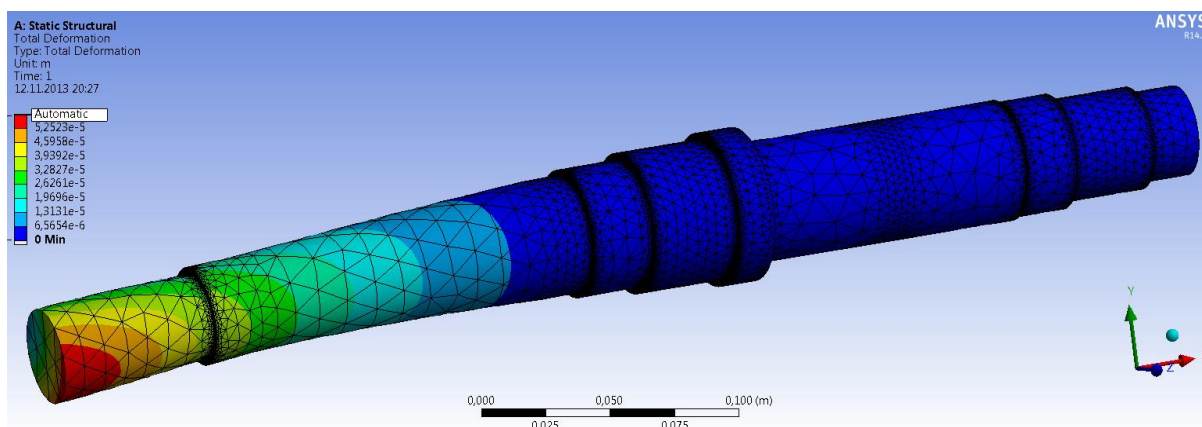


Fig.15 Distributia deformatiilor totale in arborele principal al generatorului

### Concluzii

- Din analiza distribuției tensiunilor și deformațiilor totale în arborele principal al generatorului, se poate concluziona că varianta studiată este rezistentă, în raport cu sarcinile la care este supus arborele. Materialul este ales corespunzător în raport cu solicitările.
- Valorile tensiunilor și deformațiilor se afla cu mult sub limita de rupere a materialului arborelui.
- În următoarea etapă se va avea în vedere optimizarea formei și dimensiunilor arborelui pentru o utilizare cât mai rațională a materialului și reducerea greutății ansamblului.

### II.2.3 Calculul deformațiilor elastice din pilonul de susținere a turbinei

Pilonul de susținere a turbinei trebuie dimensionat astfel încât să nu se deformeze sub acțiunea sarcinilor care apar, mai mult decât limitele funcționale admisibile ale acestuia. În acest scop, s-a realizat o analiză numerică cu ajutorul metodei elementelor finite, pentru studierea stării de tensiuni și deformații în pilonul de susținere a turbinei.

Ținând cont de solicitările la care este supus pilonul de susținere a turbinei, pentru această fază a studiului acesta a fost realizat din oțel.

În Fig.16 sunt prezentate încărcările avute în vedere pe pilonul de susținere a turbinei: (A) încăstrare la baza stalpului, (B) greutatea turbinei fără carena de coadă

(concentrata in centrul de masa) si (C) forta axiala care rezulta in axul turbinei datorita presiunii vantului.

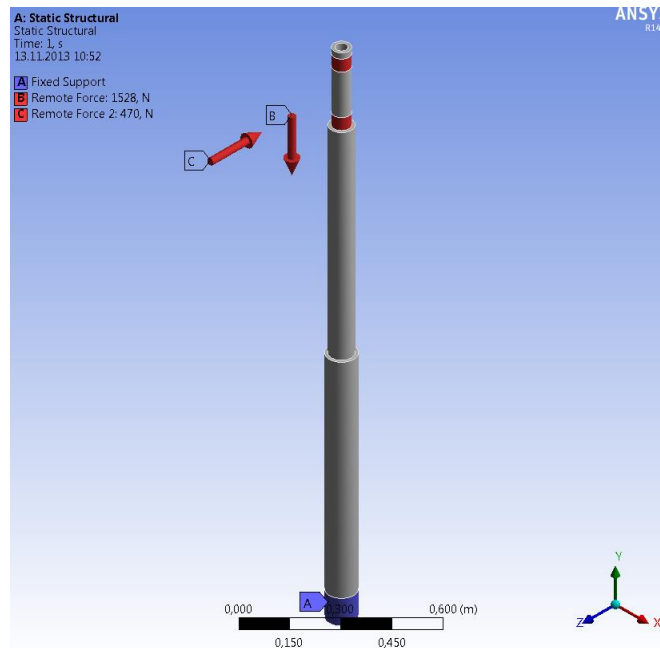


Fig.16 Reprezentarea incarcarilor pe stalpul de sustinere a turbinei

Pentru discretizarea pilonului de sustinere a turbinei s-a folosit o retea de elemente finite de forma tetraedrica, respectiv s-au utilizat un numar de 3500 elemente si 6936 noduri. Reteau de discretizare este rafinata in zonele in care sunt previzibile valori ridicate ale tensiunii.

Rezultatele analizei numerice releva faptul ca, în urma aplicării sollicitarilor prezentate mai sus, deformația totală maxima apare pe capatul superior al pilonului de sustinere unde este montata turbina. In Fig.17 se poate observa ca, in zona deplasarii maxime, aceasta ajunge la o valoare de 0,69 mm. Aceasta valoare a fost obtinuta in regim de functionare la o viteza a vantului de 10m/s, aceasta insemnand o forta axiala exercitata asupra rotorului turbinei de 470N.

După cum se poate observa în Fig.18, în urma aplicării sollicitarilor pe stalpul de sustinere a turbinei, tensiunea echivalenta (von Mises) maximă, apare în zona superioara a acestuia. In aceasta zona tensiunea echivalenta maxima este de  $1,4 \cdot 10^7$  Pa.



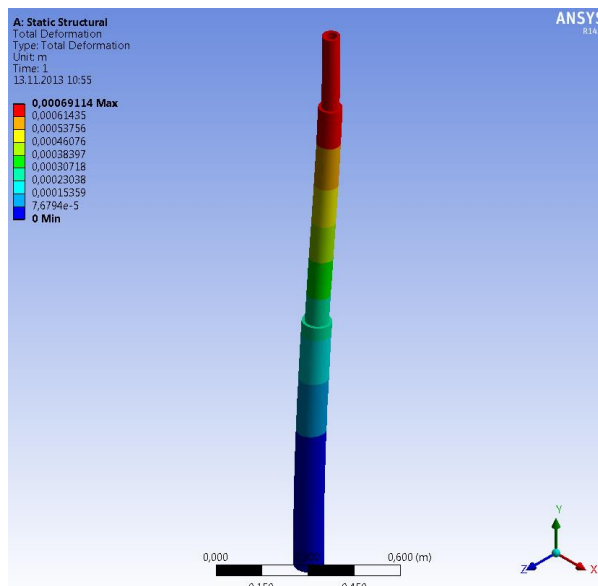


Fig.17 Distributia deformatiilor totale in pilonul de sustinere a turbinei

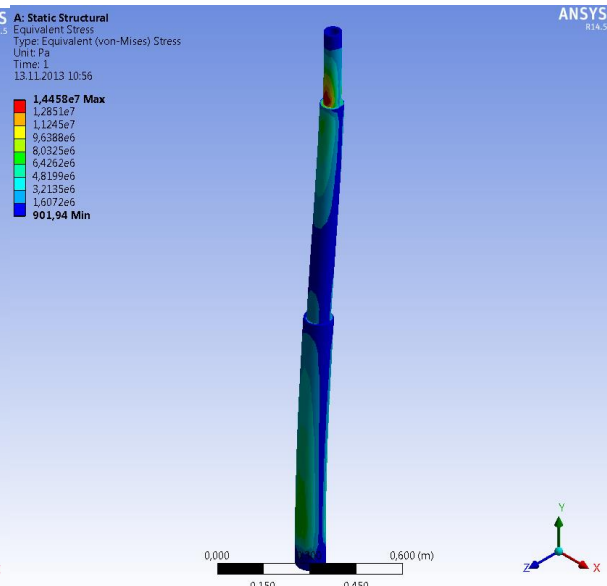


Fig.18 Distributia tensiunilor echivalente in pilonul de sustinere a turbinei

## Concluzii

➤ Din analiza distribuției tensiunilor și deformatiilor totale în pilonul de susținere a turbinei, se poate concluziona că varianta studiată este rezistentă, în raport cu sarcinile la care este supus arborele. Materialul este ales corespunzător cu solicitările la care este supus pilonul de susținere.

➤ Valorile tensiunilor și deformatiilor se afla cu mult sub limita de rupere a materialului.

➤ În următoarea etapă se va avea în vedere optimizarea formei și dimensiunilor pilonul de susținere pentru o utilizare cât mai rațională a materialului și reducerea greutății ansamblului.

Analiza numerică ne-a permis să înțelegem mai bine comportamentul celor două geometrii în funcție de solicitările la care sunt supuse și respectiv să verificăm comportamentul materialului ales.

Având în vedere rezultatele AEF obținute în urma analizei numerice realizate pe elementele de susținere ale turbinei, în această etapă a proiectului considerăm că structura acestora poate face față încărcărilor cu care sunt solicitate. Calculul numeric va fi refăcut în varianța realizării pilonul de susținere a turbinei din aluminiu.