



A XVI-a Conferință internațională – multidisciplinară
„Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii românești”
SEBEȘ, 2016

DINAMICA MECANISMULUI CENTRIFUGAL DE PROTECȚIE LA SUPRATURARE A ROTORULUI DE TURBINĂ EOLIANĂ DE PUTERE MICĂ

Rodica BĂDĂRĂU, Teodor MILOȘ

DYNAMICS OF THE CENTRIFUGAL MECHANISM FOR PROTECTION AT OVERSPEED OF THE LOW POWER WIND ROTOR TURBINE

Rotor over speed protection for small wind turbine power requires a mechanical system cheap and reliable as possible. This is because any electric or electronic device depends on the electrical power source that disaster becomes unavailable. Of these centrifugal mechanism is priced at acceptable cost, but contains some subtleties of interpretation of the method of operation. In this paper, we explain step by step the original solution of this mechanism put in place for a 5 kW wind turbine.

After triggering centrifugal mechanism speed is reduced to 20 ... 30 rev / min and the effect of centrifugal mechanism is greatly reduced. So that the force of compressed spring plus aerodynamic torque blade in relation to spindle axis, returns the mechanism to its original work position. For that to occur slowly, return must be controlled by a hydraulic damper or a blocking-unblocking flag position for the rotor blades.

Adjusting ballast weight of centrifugal mechanism and the reliable automatically operation of the whole system should be checked repetitively on a trial endurance stand.

Keywords: wind turbine, force, torque, protection centrifugal mechanism at over speed

Cuvinte cheie: turbină eoliană, forțe, momente, mecanism centrifugal, protecție la supraturare

1. Introducere

Mecanismul de protecție la supraturare [2] are o structură complexă astfel că pentru a înțelege funcționarea acestuia și utilitatea sa se iau în considerare condițiile inițiale de funcționare ale turbinei.

Turația nominală a generatorului este de 120 rpm, și poate crește până la maxim 150 de rotații pe minut. Turbina nu conține reductor sau amplificator de turație cea ce implică principiul "direct drive" adică turația arborelui generatorului va avea turația rotorului. În concluzie turația rotorului va trebui să fie în plaja de rotații a generatorului.

Unghiul de instalare al paletelor, β_s , trebuie menținut la valorile calculate pentru poziție inițială, iar la turații mai mari decât turația nominală, acesta să crească cu aproximativ 45° , ceea ce înseamnă ca paletele să fie în drapel, pe direcția vântului și ca urmare să se producă frânarea aerodinamică.

În afară de aspectele tehnico-economice trebuie ținut cont și de siguranța în funcționare a rotorului, precizând că în zonă s-au înregistrat ocazional viteze ale vântului de peste 30 m/s.

Punerea pe direcția vântului este asigurată de deriva agregatului. Problema de rezolvat este modificarea unghiului de instalare β_s sau „pitch-ul” paletei în funcție de turația rotorului care este la rândul ei în funcție de viteza vântului. Asupra paletei acționează două momente de rotire a acesteia în jurul axei sale: un moment aerodinamic dat de forța aerului pe direcția perpendiculară pe coarda paletei și un moment dat de o componentă a forței centrifuge a contragreutăților.

Mecanismul centrifugal de protecție la supraturare (figura 1) funcționează alternativ, în sensul că în câteva secunde de la declanșare și punere a paletelor rotorice în drapel se produce frânarea aerodinamică. Turația turbinei scade și arcul (7) al mecanismului readuce paletele în poziția de lucru optimă după care, dacă vântul persistă cu viteze peste limita de lucru admisă, rotorul se turează din nou în sarcină sau, dacă este aruncat din sarcină, cu atât mai mult, readuce paletele rotorice în drapel. Alternanțele acestea nu sunt de dorit pentru că solicită dinamic întregul agregat eolian.

2. Aspecte constructive și funcționale ale mecanismului centrifugal

Piesa determinantă a mecanismului centrifugal este contragreutatea. Aceasta fiind atașată de flanșa paletei în mișcare de

rotație, dezvoltă o forță centrifugă a cărei componentă tangențială în raport cu axa paletelor determină rotirea paletelor spre poziția drapel.

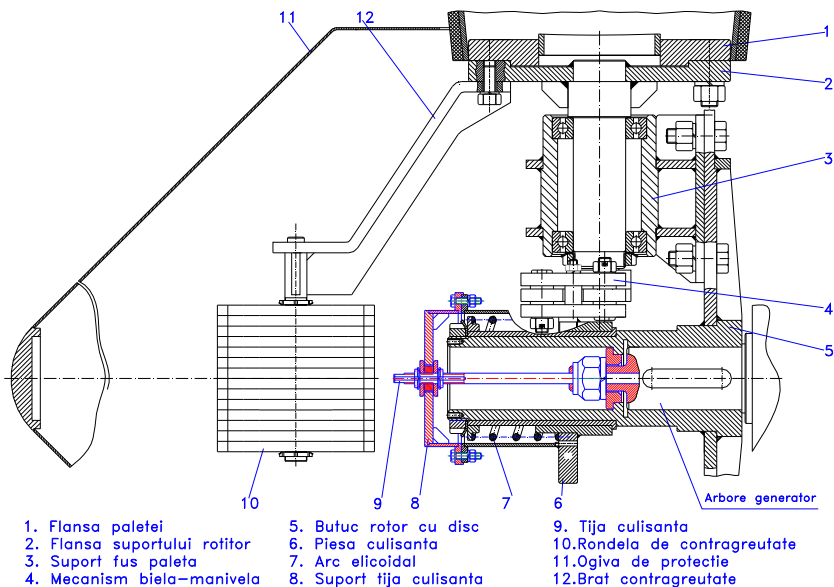


Fig. 1 Mecanismul centrifugal de protecție la supraturare [2]

Forma geometrică obținută (figura 2) în final a rezultat din următoarele constrângeri:

- Poziția centrului de greutate în raport cu axa paletelor să fie la maxim 300 mm;
- Să conțină elemente de corecție (rondele) în vederea reglării turației de declanșare a mecanismului centrifugal prin modificarea masei rotitoare;
- Contragreutățile să nu atingă ogiva de protecție a rotorului pe întreaga cursă de lucru, rotindu-se între 0° și 45° .

Forța centrifugă ce apare datorită mișcării de rotație va acționa în centrul de greutate al contragreutății. Dacă întregul subansamblu al contragreutății se reprezintă în 3D în mediul de proiectare AutoCAD-Inventor atunci accesând facilitatea iProperties se obțin coordonatele centrului de greutate, masa, etc. Coordonatele centrului de greutate sunt date în raport cu sistemul de referință ales la construcția subansamblului în 3D. Planul de start (XOY) a fost planul de contact cu flanșa de prindere a paletelor (figura 1).

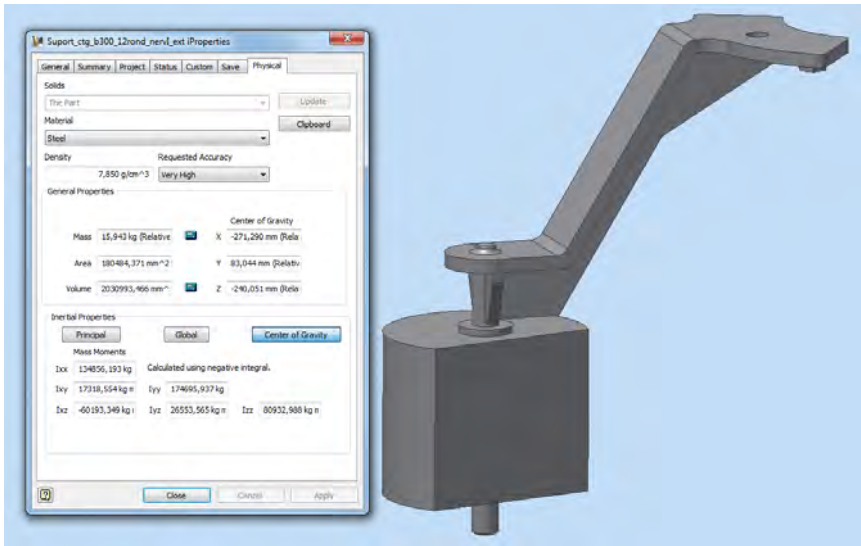


Fig. 2 Contragreutatea reprezentată 3D și placheta datelor afișate de mediul de proiectare 3D

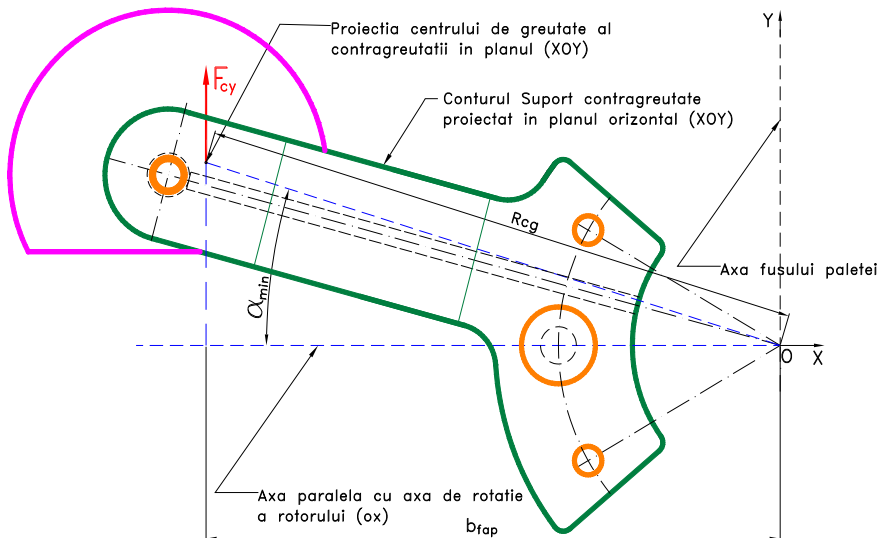


Fig. 3 Proiecția contragreutății în planul (XOY)

În acest plan (XOY), axa OX s-a luat paralelă cu axa de rotație a rotorului, iar axa OY ortogonală pe axa OX, intersectându-se pe axa fusului paletii. Axa OZ se identifică (coliniară) cu axa fusului paletii, având orientarea pozitivă spre periferia paletii. Proiecția contragreutății și a centrului de greutate în planul XOY vor fi ca în figura 3.

Numărul maxim de runde prevăzute inițial a fost de 14. În urma calculului și a unor teste preliminare s-a ajuns la un optim de 12 runde.

Forța centrifugă acționează în centrul de greutate al contragreutății în raport cu axa de rotație a rotorului. De aceea se va considera un alt sistem de referință cartezian pentru care planul (xoy) este un plan orizontal și axa ox se identifică cu axa de rotație a rotorului, iar planul (yoz) trece prin centrul de greutate al contragreutății (figura 4). În acest plan (yoz) forța centrifugă se descompune după două direcții perpendiculare. Componenta F_{cy} va acționa asupra flanșei paletii determinând rotirea paletii spre poziția drapel.

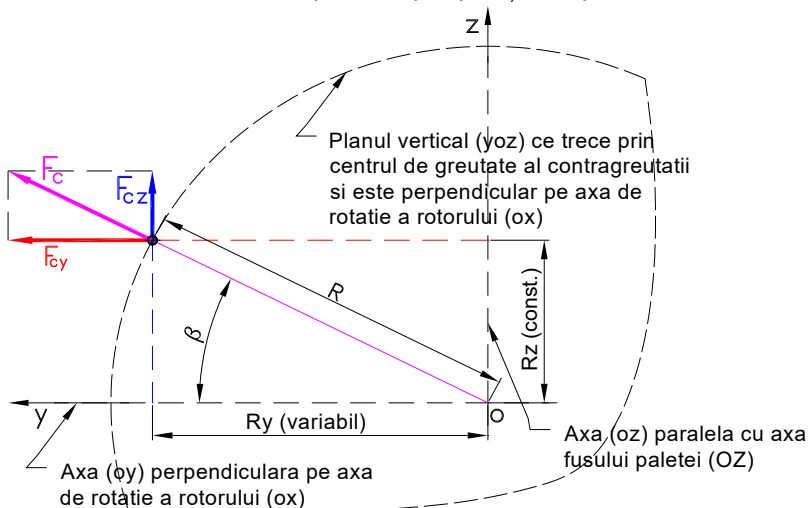


Fig. 4 Descompunerea forței centrifuge în planul (yoz)

3. Mecanismul bielă-manivelă cu piesă culisantă

Contragreutățile atașate fiecărei paletii nu pot fi lăsate să acționeze independent pentru că rotorul rotindu-se în plan vertical, pe fiecare paletă va acționa forța de greutate variabilă cu unghiul de rotație al rotorului. De aceea cele trei paletii cu contragreutățile de pe ele

trebuie legate între ele printr-un mecanism bielă-manivelă cu piesă culisantă în lungul axei de rotație rotorice. Pe fiecare paletă se pune câte un mecanism bielă-manivelă cuplat cu piesa culisantă printr-o articulație cilindrică. Acest mecanism se reprezintă schematic în trei poziții semnificative (figura 5). Manivela mecanismului este legată de fusul paletelor rotorice. La rândul ei piesa culisantă este acționată de un arc elicoidal precomprimat cu rol de a readuce paletetele în poziția de lucru după ce turația rotorului scade sub limita admisă, în urma frânării aerodinamice. Prin acest mecanism cele trei paletete sunt conectate simultan și se vor roti identic funcție de echilibrul dinamic al acestui sistem mecanic. Forța din arc elicoidal precomprimat acționează asupra bielei prin componenta F_b . În punctul A de articulație cu manivela această componentă se descompune după două direcții perpendiculare (figura 6). Componenta tangențială, F_m determină momentul de rotație asupra fusului paletetei, având brațul forței " l_m ".

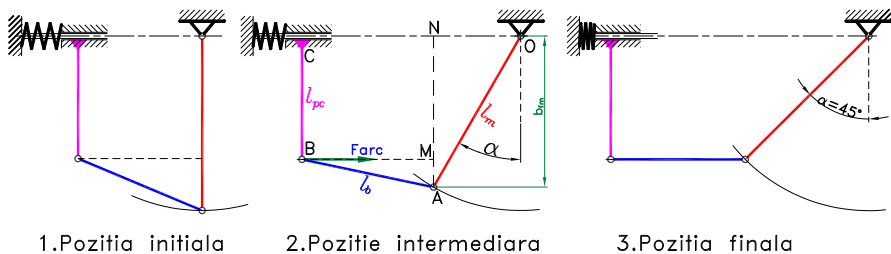


Fig. 5 Trei poziții succesive ale mecanismului bielă-manivelă cu piesă culisantă

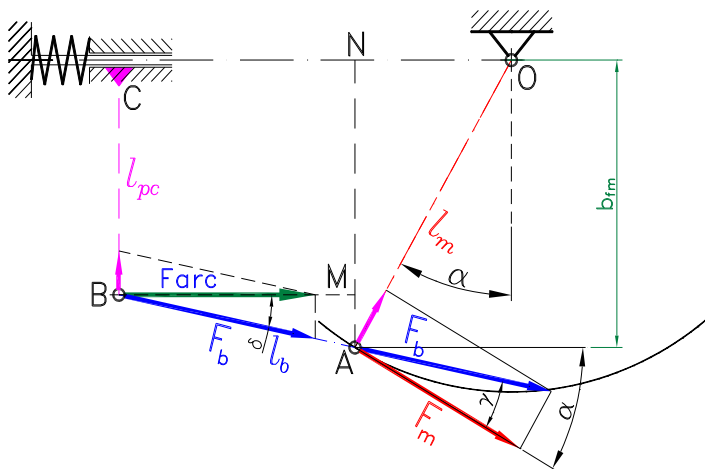


Fig. 6

Descompunerea forțelor în mecanismul bielă-manivelă cu piesă culisantă pentru poziția intermediară

4. Dinamica mecanismului centrifugal de protecție la suprarotire

Forțele și momentele care se calculează depind de două variabile independente și constantele de calcul obținute din reprezentarea 3D a contragreutății. Acestea sunt:

Turația rotorului turbinei, n , pentru care se acceptă un interval de variație de 50...150 rot/min

Poziția unghiulară curentă, α , a contragreutății față de poziția inițială, α_{min} și finală (drapel), unde $\alpha_{max} = \alpha_{min} + 45^\circ$

Prima constantă de calcul este masa contragreutății, m_{cg}

A doua constantă de calcul este lungimea activă a manivelei, l_m

Următoarele trei sunt coordonatele centrului de greutate al contragreutății: X_g, Y_g, Z_g

Celelalte mărimi se calculează din aproape în aproape utilizând relații cunoscute din geometrie și mecanică. Sistemele de referință (OXYZ) și (oxyz) definite anterior sunt două sisteme de referință cu planele axelor paralele dintre care cel notat (OXYZ) este fix, iar cel notat (oxyz) este mobil, glisant în lungul axei de rotație a rotorului și cu planul (yoz) legat de centrul de greutate al contragreutății. Cu toate că paleta împreună cu contragreutatea se rotesc, cele două sisteme de referință nu sunt afectate de nici o mișcare de rotație.

Proiecția centrului de greutate al contragreutății în planul (XOY), (figura 4), se află la raza RXY față de axa fusului paletei și se calculează cu relația:

$$R_{XY} = \sqrt{X_g^2 + Y_g^2} \quad (1)$$

Dacă luăm ca plan de referință pentru unghiul α , planul (XOZ), atunci unghiul de start al centrului de greutate al contragreutății α_{min} se va calcula cu relația (2), (se ia în modul pentru că unele coordonate pot fi negative):

$$\alpha_{min} = \arctg\left(\frac{|Y_g|}{|X_g|}\right) \quad (2)$$

Dacă paleta și contragreutatea se rotesc în jurul axei fusului paletei, adică (OZ), atunci coordonatele centrului de greutate al contragreutății se modifică funcție de unghiul α (fig. 3) conform relațiilor:

$$X_{cg}(\alpha) = R_{xy} \cdot \cos(\alpha_{min} + \alpha) \quad (3)$$

$$Y_{cg}(\alpha) = R_{xy} \cdot \sin(\alpha_{min} + \alpha) \quad (4)$$

Trecând acum în sistemul de referință (oxyz) unde planul (yoz) trece prin centrul de greutate, iar axa (ox) este axa de rotație a rotorului (figura 4) coordonatele centrului de greutate se definesc astfel:

$$y_g = Y_{cg}(\alpha) \quad (5)$$

$$z_g = Z_f - |Z_g| \quad (6)$$

Unde Z_f este cota de referință a planului flanșei pe care se fixează contragreutatea.

Raza la care acționează forța centrifugă funcție de α și în raport cu axa de rotație a rotorului:

$$R_{fc}(\alpha) = \sqrt{Y_{cg}^2(\alpha) + z_g^2} \quad (7)$$

Unghiul razei vectoare al forței centrifuge față de axa (oy) rezultă din relația (8) și figura 5.

$$\beta(\alpha) = \arctg\left(\frac{z_g}{Y_{cg}(\alpha)}\right) \quad (8)$$

Forța centrifugă dată de contragreutate se va calcula cu relația cunoscută din mecanică, (figura 5):

$$F_c(\alpha, n) = m_{cg} \cdot (\omega(n))^2 \cdot R_{fc}(\alpha) \quad (9)$$

Componenta activă a forței centrifuge, cea care determină momentul de rotație al paletei este:

$$F_{cy} = F_c(\alpha, n) \cdot \cos(\beta(\alpha)) \quad (10)$$

Brațul forței centrifuge față de axa paletei, (figura 5):

$$b_{fap}(\alpha) = R_{xy} \cdot \cos(\alpha_{min} + \alpha) \quad (11)$$

Brațul forței din arc asupra manivelei în raport cu axa paletei (figura 7):

$$b_{fm}(\alpha) = l_m \cdot \cos(\alpha) \quad (12)$$

Echilibrul dinamic se realizează între trei momente: momentul forței centrifuge, M_{fcf} , momentul forțelor aerodinamice în raport cu axa fusului paletei, M_{fad} și momentul dat de forța din arcul precomprimat asupra brațului manivelei. Ținând cont de sensul acestor momente rezultă:

$$F_{arc}(\alpha, n) \cdot b_{fm}(\alpha) + M_{ad}(n) = F_{cy} \cdot b_{fap}(\alpha) \quad (13)$$

Presupunând că turbina este încărcată optim funcție de turație și de viteza vântului se pot calcula momentele forțelor aerodinamice în raport cu axa fusului paletei în 6...10 puncte de lucru. Interpolând aceste valori calculate se obține curba momentului aerodinamic funcție de turație.

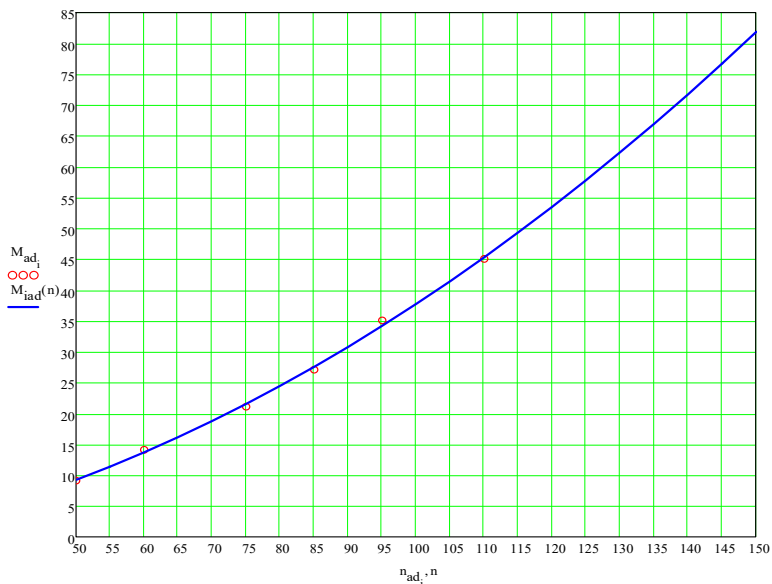


Fig. 7 Curba momentului aerodinamic funcție de turație

Din relația (13) se deduce forța pe care trebuie să o realizeze arcul precomprimat pentru a menține echilibrul în intervalul turațiilor de lucru normal ale turbinei. La depășirea turației maxime admise pentru turbină, echilibrul dinamic se strică și contragreutățile rotesc paletel până în poziția drapel urmată de frânarea aerodinamică a rotorului.

$$F_{arc}(\alpha, n) = \frac{F_{cy}(\alpha, n) \cdot b_{fap}(\alpha) - M_{ad}(n)}{b_{fm}(\alpha)} \quad (14)$$

5. Concluzii

- Cu toată complexitatea acestui sistem mecanic automat, toate elementele componente se pot calcula suficient de exact cu excepția momentului aerodinamic. Forțele de frecare nu au fost luate în considerare deoarece ordinul lor de mărime este neglijabil în raport cu celelalte forțe și momente, care la rândul lor sunt influențate de câmpurile de toleranțe ale pieselor componente.

- Fiind un sistem mecanic automat care trebuie să intervină prompt și sigur, este necesară testarea lui pe un stand de probă în mod repetitiv.

■ Omologarea sistemului se poate face doar după cel puțin un an de funcționare pe un amplasament cu potențial aeroenergetic astfel încât să poată fi parcurse toate situațiile de manifestări climatice: rafale de vânt de intensitate mare, ploaie, zăpadă, chiciură, temperaturi extreme, perioade îndelungate de repaus etc.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Bădărău, R., Miloș, T., *Protection Centrifugal Mechanism of the Wind Turbine Rotor at Overspeed*, Știință și Inginerie, Vol. 28/2015, Editura AGIR, București, 2015, pag. 297-304.
- [2] Bădărău, R., Miloș, T., *Cinematica mecanismului centrifugal de protecție la supraturare a rotorului de turbină eoliană de putere mică*, A XVI-a Conferință internațională – multidisciplinară, "Profesorul Dorin Pavel - fondatorul hidroenergeticii românești" – Sebeș, 2016, Știință și Inginerie, Editura AGIR, București, 2016, în curs de publicare.
- [3] Bej, A., *Turbine de vânt (Wind turbines)*, Editura Politehnica, Timișoara, 2003.
- [4] Gipe, P., *Wind turbine basics*, Chelsea Green Publishing Company, Vermont, USA, 2009.
- [5] * * * *Microgrid Integrated Small Power Renewable Energy Hybrid Systems*, Grant UEFISCDI-PCCA 36/2012., Parteneriat UEFISCDI 2012-2016, Raport științific 2013, 2014.
- [6] * * * *Improvement of the Structures and Efficiency of Small Horizontal Axis Wind Generators with Non-Regulated Blades*, EEA-Grant RO-0018/2009.
- [7] Bădărău, R., *Contribuții la studiul turbomașinilor axiale neîntubate*, Teză de doctorat, Editura Politehnica, Timișoara, 2011.
- [8] Abbott, I.H., Doenhoff, A.E., *Theory of Wing Sections*, Dover Publications, Inc., New York 1958.
- [9] Vâlcovici, V., Bălan, Șt., Voinea, R., *Mecanica teoretică*, Editura tehnică, București, 1968.

Șef lucr.Dr.Ing. Rodica BĂDĂRĂU
Universitatea Politehnica Timișoara, membru AGIR
e-mail: badarau_r@yahoo.com
Conf.Dr.Ing. Teodor MILOȘ,
Universitatea Politehnica Timișoara, membru AGIR
e-mail: teodor.milos@gmail.com