

Universitatea Transilvania dín Brașov

TEZĂ DE ABILITARE

Dinamica amplificatoarelor de turație planetare cu intrări și ieșiri

multiple pentru sisteme eoliene contrarotative

Domeniul: Inginerie mecanică

Autor: Prof. Dr. Ing. Neagoe Mircea

Universitatea Transilvania din Brașov

BRAŞOV, 2025

CUPRINS

Μι	ılțumiri	5		
Lis	ta de notații	6		
Lis	ta de abrevieri	8		
(A)	Summary	9		
(B)	Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei	12		
(B-i) Realizări științifice și profesionale12				
1.	Introducere	13		
	1.1. Succintă analiză a literaturii de specialitate privind dinamica sistemelor eoliene	15		
	1.2. Rolul amplificatoarelor de turație în sistemele eoliene	17		
	1.3. Concepte noi de sisteme eoliene cu structuri reglabile cu ax orizontal/vertical	18		
	1.4. Premise utilizate în modelarea dinamică	21		
	1.5. Modelarea punctului de funcționare în regim staționar	22		
	1.5.1. Sistemul monomobil cu trei legături exterioare (M = 1 și L = 3)	26		
	1.5.2. Sistemul bimobil cu trei legături exterioare (M = 2 și L = 3)	31		
	1.6. Particularități privind aplicarea metodei de modelare dinamică Newton-Euler			
	în cazul mecanismelor plane cu roți dințate	37		
	1.7. Particularități privind randamentul transmisiilor mecanice din sisteme eoliene	41		
	1.8. Prolegomene	43		
	1.9. Obiectivele tezei	57		
2.	Modelarea dinamică generalizată a sistemelor eoliene contrarotative	58		
	2.1. Algoritmizarea modelării dinamice a sistemului eolian cu structură generală	65		
	2.2. Ecuațiile modelului dinamic generalizat	67		
	2.3. Ecuațiile de mișcare pentru cazul general și variantele acestuia	70		

	2.4. Optimizarea cinematică a amplificatorului de turație pe criterii dinamice	77
	2.5. Concluzii	81
3.	Dinamica sistemelor eoliene contrarotative bimobile	83
	3.1. Modelarea ecuațiilor de mișcare	84
	3.2. Precizări privind strategia de pornire a sistemelor eoliene diferențiale	87
	3.3. Simulări numerice privind răspunsul dinamic la demararea funcționării și în regim	
	staționar	90
	3.4. Concluzii	94
4.	Dinamica sistemelor eoliene contrarotative monomobile	95
	4.1. Dinamica sistemelor monomobile cu două rotoare eoliene	95
	4.1.1. Modelarea ecuațiilor de mișcare	95
	4.1.2. Simulări numerice privind răspunsul dinamic la pornire și în regim staționar	99
	4.1.3. Concluzii	99
	4.2. Dinamica sistemelor eoliene monomobile cu un rotor eolian	101
	4.2.1. Modelarea ecuațiilor de mișcare	101
	4.2.2Simulări numerice privind răspunsul dinamic în faza de pornire din repaus și	
	în regim staționar	104
	4.2.3. Concluzii	106
5.	Analiza comparativă a performanțelor realizate de sistemele eoliene abordate	108
	5.1. Premise de calcul	108
	5.2. Schemele structurale ale sistemelor eoliene abordate	111
	5.3. Modelarea datelor de intrare utilizate în simulările numerice	112
	5.4. Simulări numerice privind răspunsul dinamic la pornire și în regim staționar	115
	5.5. Circulația de putere în sistemele eoliene abordate	117
	5.6. Concluzii	121
6.	Direcții de cercetare privind dinamica sistemului eolian reglabil cu ax vertical	123
	6.1. Variante derivate din structura eoliană reglabilă cu ax vertical	123
	6.2. Particularități ale variantelor funcționale cu generator contrarotativ	139

6.3. Analiza comparativă energetică în regim staționar a patru variante cu generator				
contrarotativ				
6.3.1. Modelarea analitică a funcțiilor mișcărilor și momentelor în regim				
staționar				
6.3.2. Modelarea puterilor și a randamentelor în regim staționar				
6.3.3. Ipoteze și date de intrare utilizate în simulările numerice				
6.3.4. Puterile exterioare și randamentul transmisiei				
6.3.5. Circulația de putere154				
6.3.6. Concluzii				
6.4. Direcții viitoare de cercetare a turbinelor eoliene contrarotative				
(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei165				
(B-iii) Bibliografie				

Mulțumiri

Devenirea noastră umană și profesională n-ar fi posibilă numai prin efort propriu, fără contribuția celor care ne-au fost dascăli, care ne-au fost prin propriul lor exemplu modele de urmat în viață, ne-au făcut să iubim profesia de dascăl, ne-au susținut moral și material. Tuturor acestora le acord întreaga mea recunoștință și le dedic această lucrare!

Mulțumiri speciale le adresez conducătorului meu de doctorat, Prof. univ. emerit DHC dr. ing. Florea Dudiță, pentru îndrumare și pentru modul inspirațional și motivațional insuflat la începutul carierei mele universitare. Mulțumesc dlor Prof. univ. emerit DHC dr. ing. Ion Vișa și Prof. univ. DHC dr. ing. Grigore Gogu pentru întreg sprijinul profesional și moral acordat în formarea mea ca dascăl și cercetător. Recunoștință aduc dlui Prof. univ. dr. ing. Dorin Valentin Diaconescu pentru întreg ajutorul necondiționat, răbdarea, echilibrul și smerenia cu care ne-a îndrumat pe toți discipolii săi în construirea viitorului profesional și alegerea drumului în viață, cu credință în Cel de Sus.

De asemenea, doresc să le mulțumesc colegilor mei de la Universitatea Transilvania din Brașov pentru ajutorul și sfaturile oferite, tuturor prietenilor și colaboratorilor care mi-au oferit susținerea lor și m-au încurajat în dezvoltarea acestei teze.

Cele mai speciale mulțumiri le datorez însă Creatorului și implicit familiei mele, soției și copiilor mei, pentru susținerea necondiționată de-a lungul anilor, pentru toată dragostea și înțelegerea lor, grație cărora această lucrare a putut să devină realitate.

Brașov, aprilie 2025

Lista de notații

0	element bază (fix)
А	amplificator de turație
A _R	arie a unui rotor eolian
a	accelerație liniară
ang	angrenaj
a_G	coeficient al vitezei în caracteristica mecanică a unui generator electric
a _R	coeficient al vitezei în caracteristica mecanică a unui rotor eolian
b	braț al forței
b_{G}	termen liber în caracteristica mecanică a unui generator electric
b _R	termen liber în caracteristica mecanică a unui rotor eolian
С	cuplaj
CP	coeficient de putere al unui rotor eolian
E	energie
e	efector
F	forță
f	punct de funcționare
G	generator electric
Н	element suport-axe / port-sateliți
i	raport cinematic
l ₀	raport cinematic interior al unei unitați planetare
i _o	raport static interior al unei unități planetare
İa	raport cinematic de amplificare
i ^z _{xy}	raport dintre viteza unghiulară a unui element de intrare x și cea a unui element de
	ieșire y, măsurate ca viteze relative față de un element de referință z
i _{xy}	raport dintre momentul de ieșire, considerat cu semnul minus , și momentul de intrare
J	moment mecanic de inerție axial
К	energie cinetică
k	număr de ramuri ale unui flux de putere
kω	raport al vitezelor de intrare
k t	raport al momentelor de intrare
L	număr de legături exterioare ale unui mecanism
L	lucru mecanic
М	grad de mobilitate al unui mecanism

- m motor
- m masă
- nc număr de componente / subsisteme / elemente cinematice
- n turație
- n₅ număr de sateliți montați în paralel
- P putere
- p parametru adimensional pentru stabilirea caracteristicii mecanice inverse a unui generator electric
- r rază
- R rotor eolian
- RG rotor al unui generator electric
- S moment static
- SG stator al unui generator electric
- s deplasare liniară
- T moment de torsiune
- t timp
- V variantă
- v viteză lineară
- vv viteză neperturbată a vântului
- v_R viteză a vântului receptată de un rotor eolian
- w = ± 1 parametru utilizat pentru stabilirea sensului de transmitere a fluxului de putere prin unitatea cu axe fixe asociată unității planetare UP2
- x = ± 1 parametru utilizat pentru stabilirea sensului de transmitere a fluxului de putere prin unitatea cu axe fixe asociată unității planetare UP1
- z_j număr de dinți ai unei roți j

Simboluri grecești

- lpha unghi dintre doi vectori
- β unghi de orientare (pitch) al palelor
- ε accelerație unghiulară
- η randament
- η₀ randament interior al unei unități planetare
- η_a randament al unui angrenaj
- λ rapiditate, raportul dintre viteza vârfului unei pale și viteza vântului
- v frecvență
- ξ raport cinematic dintre o viteză unghiulară relativă și cea absolută a unui element
- ρ densitate
- ω viteză unghiulară

Lista de abrevieri

- cdm centru de masă
- CFD computational fluid dynamics
- DFIG double fed induction generator
- FAST fatigue, aerodynamics, structures, and turbulence
- N-E Newton-Euler
- SEGC sistem eolian cu generator contrarotativ
- UP unitate planetară cu roți dințate

(A) Summary

This habilitation thesis, entitled "*Dynamics of planetary speed increasers with multiple inputs and outputs for counter-rotating wind systems*", aims to present relevant aspects regarding the dynamic behavior and performance in transient regimes of counter-rotating wind systems with multiple inputs and outputs, based on results obtained through analytical modeling, numerical simulation and comparative analysis of both adjustable wind systems with horizontal and vertical axis, respectively. These systems can include *one* or *two wind rotors*, as either a *monomobile* or *differential planetary speed increaser*, and a *conventional* or *counter-rotating electric generator*.

An improved rate of wind energy harvesting by wind turbines can be achieved by increasing the efficiency of converting wind energy into electrical energy. A novel affordable approach to this end is the use of two coaxial counter-rotating rotors and the integration of a counterrotating electric generator, which requires a mechanical transmission with power branching at both the input and output. Such a solution can bring an additional power gain of approx. 40% compared to a traditional wind turbine (with a single wind rotor and a generator with fixed stator). For their operation in real-world applications, prior knowledge of dynamic behavior in transient regimes represents both a challenge for researchers and an advantage for designers in the process of wind system development and, particularly, in optimizing the control subsystem.

Consequently, this thesis addresses the dynamic modeling and numerical simulation of two adjustable counter-rotating wind systems, proposed for patenting (by the author and the collective), primarily aiming to develop a generalized dynamic algorithm that, through specific customizations, can be applied to all functional scenarios derived by appropriate adjustment of several couplings. Based on the obtained analytical dynamic models, the dynamic behavior of six functional variants of the adjustable horizontal-axis wind system is identified through numerical simulation using MATLAB-Simulink software, for both start-up and steady-state operation. Additionally, a starting strategy for differential counter-rotating wind systems is

proposed, given the uncertainty of initiating operation from rest. The performances of the six variants are comparatively analyzed, and thus the functional similarities and differences in dynamic mode are identified depending on the number of wind rotors, the type of electric generator and the degree of mobility of the planetary speed increaser. Additionally, a starting strategy for differential counter-rotating wind systems is proposed, given the uncertainty of initiating operation from rest. These results allowed the identification of future research directions in the field of counter-rotating wind turbines aiming at optimizing their energy performances.

From a scientific and professional perspective (section B-I), this work, structured in six chapters, includes the main recent results obtained by the author (especially in the last 10 years, after completing the doctoral stage and obtaining the doctoral degree in 2001) in a priority research direction: planetary speed increasers for counter-rotating wind turbines. These planetary transmissions with multiple inputs and outputs have been investigated from the perspective of modeling and identifying their dynamic behavior in transient regime and implicitly in steady-state. The analytical and numerical study of the two proposed adjustable structures of counter-rotating wind systems allowed the comparative identification of: a) the functional performances of the variants derived from the general systems, b) the uncertainties and implicitly the challenges related to the transient regime, such as in the case of starting from rest of bimobile turbines with two wind rotors.

The planetary transmissions were the subject of study of three research projects, in which I worked as a project team member. The results obtained in this field were capitalized by the development of 10 national patent proposals, for nine of which patents were granted, the publication of 10 articles in WoS indexed journals (with impact factor), 19 BDI indexed articles (ISI / SCOPUS), 28 articles published in volumes of non-BDI indexed conferences. A significant part of the scientific research results was used in the development of four monographs, published by the Transilvania University Publishing House. I also contributed to the development of seven university textbooks and five laboratory / project guides in the field of mechanisms in general and gear mechanisms in particular, intended for students in subjects such as Mechanisms, Integrated Product Development, and Conceptual Design. Noteworthy the monograph *Visa, I., Jaliu, C., Duta, A., Neagoe, M., Comsit, M., Moldovan, M., Ciobanu, D.,*

Burduhos, B., Saulescu, R. The role of mechanisms in sustainable energy systems, Transilvania University Pub. House, 2015, ISBN 978-606-19-0571-3 received the Constantin Budeanu Award from the Romanian Academy in 2017.

In section B-II (*Career evolution and development plans*) the main stages of the evolution in the academic career are briefly specified, in correlation with the fields of *robotics* and *renewable energy systems* in which I have mainly focused my university activity, as well as the attended actions for my continuous professional development. The academic interests and the most important achievements obtained in the 33 years of teaching and research activity are also detailed, together with visibility highlights at local, national and international levels. Finally, the proposed directions for the academic career development plans are described, in terms of both the teaching and research areas, as well as my involvement in the university community life. In this regard, the main initiatives aim to ensure textbooks for students and improve teaching methods for the coordinated subjects, involvement in educational projects and Erasmus+ mobility programs, participation in scientific / educational research project competitions and in solving the objectives of future approved projects, attracting partners and strengthening university-industrial company cooperation, activation in research networks with national and European partners. Additionally, the activity of coordinating students for the development of the diploma/dissertation thesis and their involvement in student scientific research, and additionally the coordination of doctoral students for the development of their doctoral thesis in the field of mechanical engineering will be a constant concern in my future academic activity.

(B) Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei

(B-i) Realizări științifice și profesionale

1. Introducere

Implementarea sistemelor de energii regenerabile reprezintă o abordare strategică cheie în asigurarea dezvoltării durabile a societății la nivel global, având în vedere impactul negativ asupra mediului al utilizării combustibililor fosili, așa cum s-a evidențiat și în acordul de la Paris din 2016 [105]. În efortul general de decarbonizare a sectorului energetic, creșterea performanțelor energetice ale sistemelor de conversie a energiilor regenerabile reprezintă o continuă preocupare și provocare la scară globală pentru toate părțile interesate.

Dintre sursele regenerabile de energie, potențialul eolian este valorificat la nivel mondial ca o alternativă fezabilă la soluțiile convenționale de generare a energiei electrice [98], la prețuri tot mai accesibile. În prezent, un procent semnificativ din energia electrică curată este obținut prin conversia energiei cinetice a vântului cu ajutorul turbinelor eoliene. În toate scenariile de decarbonizare, care consideră un nivel ridicat de implementare a sistemelor de energii regenerabile, se arată că energia eoliană va fi până în 2050 sursa principală a electricității [106, 107], cu un aport de peste 36% din total [109, 110]. Astfel, energia eoliană a înregistrat la scară planetară o evoluție rapidă a capacității instalate totale în ultimii ani, de la 350 GW în 2014 la 1017 GW în 2023 [108], pentru anul 2050 fiind prevăzută ca necesară o creștere la peste 6000 GW [110].

Designul optimal al sistemelor de conversie a energiei eoliene se confruntă cu provocări permanente în asigurarea unei performanțe energetice ridicate, comportamentul lor dinamic având un rol semnificativ în raport cu performanțele funcționale, puterea, fiabilitatea și durata de viață a acestora. Modelarea dinamică a turbinelor eoliene în vederea identificării comportamentului și controlul acestora sau optimizării lor funcționale a atras atenția multor cercetători în ultimele decenii. Sistemele eoliene au beneficiat de un interes ascendent la nivel mondial pentru implementare și, implicit, pentru dezvoltarea și optimizarea unor soluții noi, cu performanțe superioare în conversia energiei eoliene în energie electrică.

Pentru a fi fezabile și accesibile, turbinele eoliene trebuie să satisfacă o serie de cerințe, cea mai importantă din punct de vedere tehnic fiind randamentul cu care energia eoliană este

transformată în energie electrică. De aceea, optimizarea turbinelor eoliene, prin proiectarea și dezvoltarea unor soluții eficiente, reprezintă o prioritate în literatura de specialitate, în care s-au identificat următoarele direcții de cercetare științifică privind:

- noi soluții de turbine eoliene sau ale componentelor acestora, cu estimarea performanțelor conferite;
- optimizarea unor subsisteme ale turbinelor eoliene existente;
- creșterea performanțelor energetice ale sistemelor eoliene existente.

În literatură sunt prezentate numeroase rezultate inovative privind componentele principale tipice ale turbinelor eoliene, în special referitoare la: (a) noi concepte de rotoare eoliene, precum cele contrarotative [3, 6, 7, 9, 10, 11, 12, 13, 18, 86] sau multirotor [27]; (b) amplificatoare de turație cu gabarite reduse și randamente superioare [23, 24, 26]; (c) soluții avansate de generatoare electrice, precum cele în care rotorul și statorul sunt ambele mobile (generatoare contrarotative) [8, 19, 22, 23, 49, 99].

În cazul sistemelor eoliene de puteri medii și mari, puterea mecanică se transmite de la rotorul eolian la generatorul electric prin intermediul unui amplificator de turație, care asigură creșterea turației la intrare în generator de câteva zeci de ori (puteri medii) până la ordinul sutelor de ori pentru sistemele eoliene de mare putere [98]. Cele mai performante soluții de amplificatoare sunt de tip planetar, monomobile sau bimobile, care realizează o transmitere a puterii mecanice cu eficiență mai ridicată și cu rapoarte cinematice mai mari decât transmisiile cu axe fixe, în condițiile unor gabarite mai reduse [98]. Aceste avantaje sunt însoțite însă de o creștere a complexității structurale a transmisiei mecanice, care conduce frecvent la dificultăți în explicitarea parametrilor lor caracteristici, printre care și randamentul. Transmiterea ramificată a puterii mecanice de la intrări la ieșiri se poate realiza cu ramificare la intrare, la ieșire sau la ambele (intrare și ieșire), asigurând randamente superioare transmisiilor obținute prin legarea în serie a acelorași mecanisme componente [55]. O nouă abordare în dezvoltarea turbinelor eoliene moderne privește utilizarea a două rotoare coaxiale contrarotative și integrarea unui generator electric contrarotativ, care solicită o transmisie mecanică cu ramificare a puterii mecanice atât la intrare, cât și la ieșire.

Marea majoritate a sistemelor eoliene implementate până în prezent au un singur rotor deoarece sunt soluții simple, fiabile și durabile; totuși, pentru îmbunătățirea performanțelor

acestora, s-au dezvoltat și sisteme cu două rotoare [3, 6, 9, 11, 13, 28, 29, 32, 67, 78-80, 99], care pot aduce un surplus de energie electrică de cca. 30-40% [42, 77, 95]. De remarcat inovarea de sisteme eoliene: cu rotoarele în fața nacelei [67, 74, 75] sau în față și în spate [10, 36, 67, 74], cu rotare contrarotative sau rotative în același sens [102], cu diferite distanțe între rotoarele eoliene [33, 37], cu reglarea unghiului de orientare (rotația în jurul axei proprii) al palelor [7] sau cu diferite numere de pale [71]. De asemenea, sunt inovate și sisteme eoliene cu generatoare contrarotative [8, 13], de capacitate relativ redusă, destinate cu precădere mediului urban, precum și transmisii cu viteză variabilă [4]. Un pas firesc în dezvoltarea sistemelor eoliene moderne se referă la integrarea amplificatoarelor de turație planetare [4, 14-17, 41, 50, 52, 53, 56, 59-62, 64-65, 72, 80, 82-88, 91-93].

Creșterea puterii unei turbine eoliene se realizează în general prin mărirea diametrului rotorului eolian sau prin operarea la o viteză mai mare a vântului - o variabilă cu evoluție în general imprevizibilă. În sistemele eoliene, în special pentru cele cu amplificator de turație, reducerea masei totale, a gabaritului, a costului și creșterea eficienței de conversie sunt cerințe majore în designul acestora și, implicit, în proiectarea amplificatoarelor de turație.

1.1. Succintă analiză a literaturii de specialitate privind dinamica sistemelor eoliene

În exploatarea turbinelor eoliene intervin frecvent perioade de oprire, generate de lipsa vântului, viteze mari ale vântului sau de nevoia de mentenanță, urmate apoi de trecerea tranzitorie a sistemului din repaus către o starea de funcționare staționară. Pornirea turbinelor eoliene de dimensiuni medii-mari se realizează automat, în mod controlat, iar cunoașterea apriori a comportamentului dinamic în regim tranzitoriu reprezintă o provocare pentru cercetători și un avantaj pentru designeri în optimizarea sistemului de control și chiar a designului întregului sistem eolian [58, 60, 66, 73, 76, 81, 83, 84].

În abordarea dinamicii sistemelor eoliene sunt luate în considerare și fazele în care rotoarele au viteză variabilă, urmărindu-se identificarea comportamentului dinamic în regimuri tranzitorii (precum: schimbarea vitezei vântului, pornirea și oprirea turbinei). Problema dinamică este abordată în literatura de specialitate atât la nivelul sistemului eolian în ansamblu [1, 2, 19, 23, 25, 26, 44, 58, 68, 70, 74, 76, 94, 97, 101], cât și la

nivelul componentelor acestuia, cum ar fi transmisia mecanică [14, 21, 24, 30, 34, 51, 58, 89] sau generatorul electric [1, 23]. Răspunsul dinamic poate fi un *răspuns electric*, când mărimile de ieșire sunt parametrii puterii electrice sau *răspuns mecanic*, când se urmărește identificarea parametrilor puterii mecanice.

Dinamica amplificatoarelor de turație este abordată diferențiat în funcție de tipul transmisiei: cu axe fixe [46, 58], planetare [30, 54, 89, 94, 97, 100] sau combinate [14, 24, 26, 44, 51, 96, 104] și de gradul de mobilitate: monomobile [2, 14, 24, 26, 46, 51, 57,58, 94, 96] sau diferențiale [44, 89].

Din analiza comparativă a sistemelor eoliene prezentate în [85, 90] a rezultat faptul că soluțiile cu generatoare contrarotative (cu stator mobil, care se rotește în sens invers rotorului), deși constructiv mai complexe, au performanțe energetice superioare celor cu generator convențional (cu stator fix); prin urmare, pornind de la ideea îmbunătățirii performanțelor generatorului electric, coroborat cu micșorarea gabaritului acestuia, în literatură sunt propuse diferite tipuri de generatoare contrarotative: cu magneți permanenți [8, 40, 47, 48], cu metale lichide [22], asincrone cu dublă alimentare (DFIG - doubly fed induction generator, [1]), sincrone [43, 49].

Analiza dinamică a sistemelor eoliene și a subsistemelor acestora are la bază utilizarea unor softuri specifice precum: FAST (Fatigue, Aerodynamics, Structures, and Turbulence) – soft de modelare dinamică aero-elastică) [103], MATLAB-Simulink (care furnizează un mediu versatil pentru designul, analiza și optimizarea sistemelor eoliene) [2, 23, 26, 35, 58, 68, 94, 96, 100], SIMPACK – pentru modelare dinamică multicorp [103], diverse softuri care includ metoda CFD (computational fluid dynamics) [5, 31, 39, 45, 69, 70] sau LBM-LES (Lattice Boltzmann Method and Large Eddy Simulation) [43]. Aceste softuri permit identificarea unor parametri reprezentativi în funcționarea unui sistem / subsistem eolian în regim dinamic, cum ar fi: randamentul [57, 58, 97], turații [23, 25, 58, 68, 76, 94, 97], momente [23, 58, 68, 76, 94, 97], puteri [12, 23, 25, 58, 68, 76, 94, 97], iar când este considerat răspunsul electric: intensitatea [68, 97], tensiunea, puterea electrică [25, 97].

Modelarea răspunsului dinamic al unui sistem eolian presupune cunoașterea prealabilă a caracteristicilor mecanice ale rotoarelor eoliene și generatorului electric, care pot fi modelate

ca funcții neliniare [1, 35] sau liniare [51, 58, 94], corelate prin intermediul funcțiilor de transmitere ale amplificatorului de turație.

În general, în modelarea răspunsului dinamic (de tip analitic sau grafo-analitic) se utilizează diverse metode, precum: Newton-Euler [58, 94, 104], Lagrange [96, 97], teoria parametrilor concentrați [21], teoria haosului polinomial [46].

Comportamentul dinamic al unui sistem eolian depinde și de momentul în care generatorul electric intră în sarcină, acesta putând fi cuplat la rețeaua de energie electrică de la pornire [23, 58] sau după un interval de timp [35, 68, 76].

1.2. Rolul amplificatoarelor de turație în sistemele eoliene

Spre deosebire de sistemele fotovoltaice, care transformă *direct* energia solară în energie electrică, sistemele eoliene realizează *indirect* conversia *energiei eoliene* în *energie electrică*, prin intermediul *energiei mecanice*. Principial, acest proces de transformare a energiei vântului în energie mecanică și ulterior în energie electrică implică: cel puțin un rotor eolian (care transformă energia eoliană în energie mecanică) și cel puțin un generator electric (care transformă energia mecanică în energie electrică). Soluția conectării directe a rotorului eolian la generatorul electric prezintă inconveniente funcționale datorate *neconcordanței* uzuale dintre *turațiile relativ reduse ale rotoarelor eoliene și turațiile mai ridicate ale generatoarelor electrice*. Deși s-au realizat pași importanți în realizarea de generatoare cu turații nominale mai reduse (de ex., generatoare cu magneți permanenți), totuși, în aplicațiile industriale, acestea nu pot atinge încă performantele generatoarelor clasice (cu turații mai ridicate). Astfel, în majoritatea turbinelor eoliene de putere medie-mare (în general, peste 100 kW [98]), se impune apelarea la soluții de tipul amplificatoarelor de turații, care să facă trecerea compatibilă de la turațiile joase ale rotoarelor eoliene la turații mai ridicate ale generatoarelor.

În această teză este abordată modelarea și simularea numerică a sistemelor eoliene care integrează un amplificator de turație, pe baza a două concepte de turbină eoliană: turbină cu ax orizontal și, respectiv, cu ax vertical, caracterizate prin structuri reglabile cu intrări și ieșiri multiple de putere.

1.3. Concepte noi de sisteme eoliene cu structuri reglabile cu ax orizontal/vertical

Sistemul eolian reglabil, abordat în prezenta lucrare, utilizează *un rotor* sau *două rotoare eoliene* (contrarotative) și un generator electric care are *statorul fix* (generator convențional) sau *mobil* (generator contrarotativ), rotoarele și generatorul fiind interconectate printr-un amplificator de turație echipat cu cuplaje de reglare a configurației structurale.

Rezolvarea funcției de *transmitere* a energiei mecanice de la rotorul eolian / rotoarele eoliene la generator, cu *amplificarea* adecvată a *turației*, are la bază următoarele *efecte fizice de rezolvare,* care pot fi utilizate distinct sau combinate:

- amplificarea mecanică a turației, realizabilă uzual prin mecanisme monomobile (M = 1)
 cu roți dințate (fig. 1.1a);
- b) "însumarea" mecanică a două turații sau a două momente (de la 2 rotoare eoliene),
 realizabilă cu ajutorul unui mecanism diferențial (M = 2), respectiv monomobil (M = 1),
 uzual cu roți dințate (fig. 1.1b);
- ramificarea puterii mecanice la ieșire pentru antrenarea mecanică simultană a rotorului
 și statorului generatorului electric în sensuri contrare, cu turații care uzual sunt invers
 proporționale cu momentele lor mecanice de inerție (fig. 1.1c);
- d) "însumarea" mecanică a două momente de torsiune sau a două turații (de la 2 rotoare eoliene), realizabilă cu un mecanism monomobil (M = 1), respectiv diferențial (M = 2), uzual cu roți dințate, combinat cu ramificarea puterii mecanice la ieșire (fig. 1.1d).

Observație: *efectul de "însumare" care amplifică momentul de torsiune poate fi folosit numai în combinație cu cel puțin unul din celelalte efecte.*

Obiectiv principal al tezei urmărește realizarea unui algoritm dinamic generalizat care, prin particularizări specifice, să poată fi utilizat pentru oricare dintre situațiile funcționale din fig. 1.1. În acest scop, au fost concepute două variante de sisteme eoliene reglabile: cu ax orizontal (fig. 1.2) și, respectiv, cu ax vertical (fig. 1.3), care permit mai multe variante funcționale prin reglarea adecvată a unor cuplaje.



d)

Fig. 1.1. Scheme bloc ale amplificatorului de turație reglabil pentru situațiile funcționale de tip: a) monomobil cu o intrare și o ieșire; b) monomobil sau diferențial cu două intrări și o ieșire; c) monomobil cu o intrare și două ieșiri; d) monomobil sau diferențial cu două intrări și două ieșiri.

Un sistem eolian contrarotativ este echipat, în cel mai general caz, cu două rotoare eoliene contrarotative, un amplificator de turație și un generator electric contrarotativ. În particular, un astfel de sistem poate fi realizat și în configurațiile cu două rotoare eoliene contrarotative - generator convențional și, respectiv, cu un rotor eolian și generator contrarotativ. Amplificatorul de turație poate fi un mecanism bimobil, în cazul sistemelor cu două rotoare eoliene).



Fig. 1.2. *Schema bloc (a) și schema structurală (b) pentru sistemul eolian reglabil cu ax orizontal.*

Sistemele reglabile din fig. 1.2 și fig. 1.3 permit, prin particularizarea stărilor cuplajelor C1...C3 (fig. 1.2) și C1...C4 (fig. 1.3), obținerea a următoarelor șase tipuri reprezentative de sisteme cu unul sau două rotoare eoliene:

- diferențial cu două intrări și două ieșiri (M = 2, L = 4);
- diferențial cu două intrări și o ieșire (M = 2, L = 3);
- monomobil cu două intrări şi două ieşiri (M = 1, L = 4);
- monomobil cu două intrări şi o ieșire (M = 1, L = 3);

- monomobil cu o intrare şi două ieşiri (M = 1, L = 3);
- monomobil cu o intrare şi o ieşire (M = 1, L = 2).



Fig. 1.3. Schema structurală a sistemului eolian reglabil cu ax vertical.

Soluția conceptuală adoptată pentru sistemul eolian cu ax vertical (fig. 1.3), care permite obținerea și a două variante funcționale cu 3 rotoare eoliene, constituie platforma de formulare a direcțiilor dezvoltării ulterioare a cercetării în domeniul sistemelor eoliene, fără să formeze însă obiectul de studiu al prezentei lucrări.

1.4. Premise utilizate în modelarea dinamică

În modelarea dinamică a sistemului eolian reglabil s-au utilizat următoarele premise de calcul:

- A. Amplificatorul de turație:
 - 1) roțile dințate sunt *circulare* cu *simetrie axială;*
 - 2) angrenajele componente au rapoarte de transmitere și randamente constante;
 - se neglijează frecările de rostogolire din cuplele de rotație (rulmenți), considerând numai frecarea din angrenaje. Pierderile prin frecare sunt luate în considerare prin intermediul randamentului interior al mecanismului planetar;

- 4) notațiile literale ale momentelor exterioare, aferente unităților planetare (UP)
 izolate din amplificator, sunt considerate prin convenție cu semnul plus;
- 5) momentele mecanice de inerție ale elementelor interne ale unei UP sunt considerate "în afara UP" și înglobate în arborii exteriori adiacenți UP (uzual, arborii rotoarelor eoliene și generatorului electric); ca urmare, corelațiile dintre momentele UP coincid cu cele statice, obținându-se astfel o importantă simplificare în modelarea dinamică;
- B. Rotoarele eoliene:
 - 6) caracteristicile mecanice ale rotoarelor eoliene sunt descrise prin funcții neliniare, conform relațiilor prezentate în literatura de specialitate; pentru simplificare, în simulările numerice pot fi utilizate aproximări liniarizate ale acestora pe 3, 4 sau 5 zone [63, 94];
- C. Generatorul electric:
 - 7) sunt utilizate generatoare electrice de curent continuu care, implicit, au caracteristici mecanice descrise prin funcții liniare cu coeficienți constanți de forma: $T_G = -a_G \cdot \omega_G + b_G$;
 - 8) un *generator electric contrarotativ* (având rotorul *RG* și statorul *SG* mobile) este echivalat cu un generator cu stator fix, caracterizat prin egalitățile:

 $T_{_{G}}=T_{_{RG}}=-T_{_{SG}}$, $\,\omega_{_{G}}=\omega_{_{RG}}-\omega_{_{SG}}$;

 Modelările dinamice sunt realizate cu ajutorul metodei Newton-Euler (N-E), iar ecuațiile de mișcare obținute sunt rezolvate prin simulare numerică cu ajutorul softului MATLAB-Simulink.

Precizare: notațiile utilizate în teză sunt definite / explicitate în Liste de notații, în general fără a relua definirea lor în textul lucrării.

1.5. Modelarea punctului de funcționare în regim staționar

Estimarea performanțelor energetice ale unui sistem eolian poate fi realizată cu ajutorul *punctului de funcționare în regim staționar*, la o anumită viteză constantă a vântului. Spre

deosebire de fazele de pornire (accelerare) și de oprire (frânare, decelerare), când accelerațiile sunt nenule, în faza de regim staționar accelerațiile sistemului eolian devin nule (sau neglijabile) și implicit se elimină efectele maselor inerțiale (sau devin neglijabile). Ca urmare, mărimile aferente punctului de funcționare în regim staționar pot fi determinate, în principiu, pe două căi: **a)** mai simplu, în condiții *statice* (cu neglijarea efectelor inerțiale) și **b)** mai elaborat, în condiții *dinamice*, cu identificarea punctului de funcționare după terminarea fazei de pornire (când accelerațiile devin nule și implicit vitezele au valori constante); evident, prima cale poate fi considerată un caz particular al celei secunde, la care se impune condiția anulării accelerațiilor. În continuare se prezintă succint variantele de abordare ale primei abordări (statică), în următoarele capitole ale tezei fiind descrisă abordarea dinamică; în timp ce pe calea statică sunt evitate aspectele legate de pornirea sistemului, în dinamică se corelează direct fazele de pornire și de regim staționar.

În acest subcapitol este abordată calea statică de modelare teoretică a punctului de funcționare pentru sisteme eoliene cu două rotoare eoliene contrarotative (R1 și R2), amplificator de turație bimobil / monomobil (A) și efector de tip generator electric convențional (G). Răspunsul mecanic al unui astfel de sistem, în regim staționar, se exprimă uzual prin *punctul de funcționare,* aferent unui *arbore de reducere* (cu parametrii $\omega_{\rm f}$, T_f), utilizând ca *referință* cazul sistemului elementar de tip motor + arbore + efector (fig. 1.4a).

Prin *echivalarea* sistemului real complex cu un sistem simplu de tip *moto-mecanism + efector* (v. fig. 1.4c), parametrii *punctului de funcționare,* descriși prin viteza unghiulară și momentul pe un *arbore de reducere de ieșire*, pot fi determinați după următorul algoritm:

- se stabilesc cele L funcții de transmitere realizate de transmisia *izolată:* L M funcții de transmitere pentru viteze și M funcții de transmitere pentru momente;
- se determină *caracteristica mecanică a moto-mecanismului echivalent* (v. fig. 1.4b), prin *reducerea* caracteristicilor rotoarelor eoliene la *arborele de ieșire al transmisiei (solidar cu arborele de intrare al generatorului electric convențional* sau *echivalent),* considerat *arbore de reducere;*
- se armonizează caracteristicile *moto-mecanismului* şi *generatorului electric (convențional* sau *echivalent)*, exprimându-le în funcție de aceeași viteză unghiulară: de preferință, viteza

rotorului generatorului RG;







c)



Fig. 1.4. Scheme pentru stabilirea punctului de funcționare în cazul unui sistem de tip:
a) sursă motoare (rotor eolian R) – arbore de reducere – efector convențional (generator G);
b) sursă motoare – mecanism – efector convențional; c) moto-mecanism – arbore de reducere – efector; d) sursă motoare – arbore de reducere – meca-efector.

se determină viteza unghiulară și momentul pe *arborele de reducere*, aferente *punctului de funcționare* staționar, rezolvând ecuația de echilibru a momentelor care încarcă arborele de reducere, exprimate prin caracteristicile mecanice precizate mai sus.

În cazul în care sistemul real complex este *echivalat* cu un sistem simplu de tip *motor + meca-efector* (v. fig. 1.4d), *arborele de reducere* devine un arbore de *intrare;* metoda de lucru este similară, cu deosebirea că acum se determină caracteristica *meca-efectorului* prin reducerea caracteristicii efectorului la *arborele de reducere* (considerat între rotorul eolian principal R1 și intrarea aferentă acestuia în amplificatorul de turație).

În continuare, se prezintă modul de determinare a punctului de funcționare, pentru fiecare tip de sistem eolian contrarotativ (bimobil / monomobil), în care, pentru simplificare, caracteristicile mecanice ale rotoarelor eoliene și generatorului electric sunt considerate *funcții liniare*. Caracteristica mecanică a *generatorului convențional* este denumită, în continuare, caracteristica *efectorului* (cu parametrii ω_e , T_e), la care se adaugă condiția de echilibru a momentelor în generator: $T_G = T_{RG} = -T_{SG} = T_e$.

Momentele care încarcă arborii *izolați* (fig. 1.4) au următoarele semnificații:

- a) arborele motorului (rotorului eolian) este încărcat cu 2 momente: momentul *motor* T_m (acțiunea exercitată de vânt asupra arborelui R) descris analitic de caracteristica mecanică a rotorului R (v. rel. (4.3)), şi momentul *rezistent* -T^{*}_m (reacțiunea cu care arborele de reducere încarcă arborele R) descris, *indirect*, de caracteristica generatorului G (-T^{*}_m = T_e);
- **b)** analog, momentele arborelui de *reducere* sunt: momentul *motor* T_{m}^{*} (acțiunea rotorului R asupra arborelui de reducere) descris analitic de caracteristica rotorului R și momentul *rezistent* T_{e}^{*} (reacțiunea cu care generatorul G încarcă arborele de reducere) descris de caracteristica generatorului G ($T_{e}^{*} = T_{e}$);
- c) în mod asemănător, momentele care încarcă arborele generatorului electric G sunt: momentul *motor* – T_e^{*} (acțiunea arborelui de reducere asupra arborelui G) descris, *indirect*, de caracteristica rotorului R şi momentul *rezistent* T_e (reacțiunea cu care câmpul electromagnetic încarcă arborele G) descris de caracteristica generatorului electric G.

Cu ajutorul schemelor generalizate din fig. 1.5, punctul de funcționare în regim staționar a *sistemelor complexe de tip: două surse motoare - mecanism -efector convențional* se modelează în conformitate cu următoarele trei variante:

- Varianta I se rezolvă sistemul de ecuații format din: funcțiile de transmitere ale mecanismului *izolat,* din ecuațiile caracteristicilor mecanice ale motorului și efectorului, și din ecuațiile de legătură dintre subsistemele componente (fig. 1.4b și fig. 1.5a);
- Varianta II se reduce sistemul inițial la un sistem simplu echivalent de tip: motomecanism + arbore (de reducere) + efector (fig. 1.4c și fig. 1.5b);
- Varianta III se reduce sistemul inițial la un sistem simplu echivalent de tip: motor + arbore + meca-efector (fig. 1.4d și fig. 1.5c).

Conform fig. 1.5, schemele sunt utilizabile atât pentru sistemele complexe monomobile, cât și pentru cele diferențiale; în continuare, aceste două situații funcționale sunt abordate distinct.

1.5.1. Sistemul monomobil cu trei legături exterioare (M = 1 și L = 3)

Varianta I (fig. 1.5a)

În conformitate cu fig. 1.5a, pot fi scrise următoarele corelații aferente subsistemelor izolate:

• Caracteristicile mecanice motoare:

$$T_{m1} = -a_{m1}\omega_{m1} + b_{m1}; \ T_{m2} = -a_{m2}\omega_{m2} + b_{m2}.$$
(1.1)

• Corelații aferente mecanismului monomobil:

$$\begin{cases} i_{xy}^{z} = \frac{\omega_{x}}{\omega_{y}}; i_{xz}^{y} = \frac{\omega_{x}}{\omega_{z}} \\ \omega_{x} T_{x} \eta_{xz}^{y} + \omega_{z} T_{z}^{(y)} = 0 \\ \omega_{y} T_{y} \eta_{yz}^{x} + \omega_{z} T_{z}^{(x)} = 0 \\ T_{z} = T_{z}^{(y)} + T_{z}^{(x)} \end{cases}$$
(1.2)

• Caracteristica mecanică efector:

$$-T_e = a_e \omega_e - b_e. \tag{1.3}$$



a)



b)



c)

Fig. 1.5. Scheme aferente variantelor I, II și III pentru determinarea punctului de funcționare, în cazul unui sistem cu două surse motoare (rotoarele eoliene R1 și R2), un mecanism și un efector clasic (generatorul G).

• Corelații aferente arborilor izolați R1, R2 și G (fig. 1.5a):

$$\begin{cases} \omega_{m1} = \omega_{x} \\ T_{m1} - T_{x} = 0 \end{cases}$$
(1.4)

$$\begin{cases} \omega_{m2} = \omega_{v} \\ T_{m2} - T_{v} = 0 \end{cases}$$
(1.5)

$$\begin{cases}
\omega_z = \omega_e \\
-T_z + T_e = 0
\end{cases}$$
(1.6)

Prin rezolvarea sistemului format din ecuațiile (1.1),...,(1.6) rezultă parametrii punctului de funcționare, aferenți tuturor arborilor din sistem; pentru simplitate, în rel. (1.7) și (1.7a) s-au precizat numai parametrii aferenți punctului de funcționare pe arborii G (e) și R1 (*m*1), iar prin rel. (1.7b) s-a evidențiat compatibilitatea dintre acești parametri: raportând viteza modelată de rel. (1.7a) la cea descrisă prin rel. (1.7), se regăsește raportul de transmitere cinematic al mecanismului considerat, conform rel. (1.7b):

$$\omega_{f} = \omega_{e} = \omega_{z} = \frac{b_{e} + b_{m1} i_{xz}^{V} \eta_{xz}^{V} + b_{m2} i_{yz}^{x} \eta_{yz}^{x}}{a_{e} + a_{m1} (i_{xz}^{V})^{2} \eta_{xz}^{V} + a_{m2} \frac{i_{xz}^{V} i_{yz}^{x}}{i_{xy}^{Z}} \eta_{yz}^{x}}; \ T_{f} = -a_{e} \omega_{F} + b_{e},$$
(1.7)

$$\omega_{m1} = \omega_{x} = \frac{b_{e} + b_{m1} i_{xz}^{y} \eta_{xz}^{y} + b_{m2} i_{yz}^{y} \eta_{yz}^{x}}{a_{e} + a_{m1} (i_{xz}^{y})^{2} \eta_{xz}^{y} + a_{m2} \frac{i_{xz}^{y} i_{z}^{x}}{i_{xy}^{z}} \eta_{yz}^{x}} i_{xz}^{y},$$
(1.7a)

$$\frac{\omega_{x}}{\omega_{z}} = i_{xz}^{V}; \qquad (1.7b)$$

similar, raportând viteza arborelui R2 (m2) la viteza generatorului G (e) se regăsește raportul de transmitere i^x_{vz} (fig. 1.5a):

$$\frac{\omega_{\rm v}}{\omega_{\rm z}} = i_{\rm vz}^{\rm x} \,. \tag{1.7c}$$

Varianta II (fig. 1.5b)

Dacă în sistemul complex din fig. 1.5a se consideră ca "**subsistem motor**" *motomecanismul* din fig. 1.5b, se obține un sistem simplu similar celui de referință (fig. 1.4c), în care *arborele de reducere* este solidar cu arborele generatorului electric; în acest context, devin evidente etapele a) și b), expuse în continuare.

 a) Utilizând în locul schemei din fig. 1.5a configurația echivalentă din fig. 1.5b, se determină mai întâi *caracteristica moto-mecanismului (motoarele* R1 și R2 *+ mecanism);* pe baza relațiilor (1.8) se obține caracteristica modelată prin rel. (1.9).

$$\begin{cases} T_{m1} = -a_{m1}\omega_{m1} + b_{m1} \\ T_{m2} = -a_{m2}\omega_{m2} + b_{m2} \\ \omega_{z} = \frac{\omega_{m1}}{i_{xz}^{y}} \\ \omega_{m2} = \frac{\omega_{m1}}{i_{x_{y}}^{z}} = \omega_{z} \frac{i_{xz}^{y}}{i_{xy}^{z}} \\ T_{z} = -T_{m1}i_{xz}^{y}\eta_{xz}^{y} - T_{m2}i_{yz}^{x}\eta_{yz}^{x} \end{cases}$$
(1.8)

$$T_{z} = \omega_{e} \left[a_{**1} \left(i_{xz}^{\gamma} \right)^{2} \eta_{xz}^{\gamma} + a_{**2} \frac{i_{xz}^{\gamma} j_{xz}^{x}}{i_{xy}^{z}} \eta_{yz}^{x} \right] - b_{**1} i_{xz}^{\gamma} \eta_{xz}^{\gamma} - b_{**2} i_{yz}^{x} \eta_{yz}^{x} .$$
(1.9)

Conform fig. 1.5b, legătura dintre arborele de reducere și efectorul G este descrisă de următoarele ecuații de echilibru pentru momente:

$$-T_{e}^{*} + T_{e} = 0; -T_{z} + T_{e}^{*} = 0 \implies -T_{z} + T_{e} = 0.$$
(1.10)

b) Se stabilesc *coordonatele punctului de funcționare aferent arborelui de reducere* (ω_{f} , T_{f}):

Pe baza rel. (1.10) și a ecuațiilor (1.3) și (1.9) rezultă parametrii punctului de funcționare redus la arborele efectorului:

$$-T_{z} = -T_{e}$$
, (1.11)

$$-\omega_{e}\left[a_{m1}\left(i_{xz}^{\nu}\right)^{2}\eta_{xz}^{\nu}+a_{m2}\frac{i_{xz}^{\nu}\eta_{zz}^{\nu}}{i_{xy}^{z}}\eta_{yz}^{\nu}\right]+b_{m1}i_{xz}^{\nu}\eta_{xz}^{\nu}+b_{m2}i_{yz}^{\nu}\eta_{yz}^{\nu}=a_{e}\omega_{e}-b_{e},$$
(1.12)

$$\omega_{f} = \omega_{e} = \omega_{z} = \frac{b_{e} + b_{m1} i_{xz}^{v} \eta_{xz}^{v} + b_{m2} i_{yz}^{x} \eta_{yz}^{v}}{a_{e} + a_{m1} (i_{xz}^{v})^{2} \eta_{xz}^{v} + a_{m2} \frac{i_{xz}^{v} i_{yz}^{x}}{i_{xy}^{z}} \eta_{yz}^{x}}; \ T_{f} = -a_{e} \omega_{f} + b_{e}.$$
(1.13)

Varianta III (fig. 1.5c)

Dacă în sistemul complex din fig. 1.5a se consideră ca "**subsistem efector**" *moto-mecaefectorul* din fig. 1.5c, se obține un sistem simplu similar celui de referință (fig. 1.4d), în care *arborele de reducere* este solidar cu arborele rotorului eolian R1; în acest context, se aplică următoarele două etape:

a) Utilizând în locul schemei din fig. 1.5a configurația echivalentă din fig. 1.5c, se determină pe baza relațiilor (1.14) *caracteristica moto-meca-efectorului* (*motor* R2 + *mecanism* + *efector* G), modelată prin rel. (1.15):

$$\begin{cases} -T_{e} = a_{e}\omega_{e} - b_{e} \\ T_{z} = T_{e} \\ \omega_{z} = \omega_{e} \\ \omega_{x} = \omega_{z} i_{xz}^{y} \\ \omega_{y} = \omega_{z} \frac{i_{xz}^{y}}{i_{xy}^{y}} \\ T_{w} = -\frac{T_{z} + T_{y}i_{yz}^{x}\eta_{yz}^{x}}{i_{xy}^{y}\eta_{xz}^{y}} \\ T_{y} = T_{w2} = -a_{w2}\omega_{w2} + b_{w2} \end{cases}$$
(1.14)
$$T_{x} = \frac{a_{e} + a_{w2} \frac{i_{xz}^{y}i_{xz}^{x}}{i_{xy}^{y}}\eta_{yz}^{y}}{(i_{xz}^{y})^{2}\eta_{xz}^{y}} \omega_{x} - \frac{b_{e} + b_{w2}i_{yz}^{y}\eta_{yz}^{y}}{i_{xz}^{y}\eta_{xz}^{y}}.$$
(1.15)

Conform fig. 1.5c, legătura dintre motorul R1 (*m*1) și arborele de reducere este descrisă de următoarele ecuații de echilibru pentru momente:

$$T_{m1} - T_{m1}^* = 0; T_{m1}^* - T_x = 0 \implies T_{m1} - T_x = 0.$$
 (1.16)

 b) Se stabilesc coordonatele punctului de funcționare aferente arborelui de reducere (ω_f, T_f):

Pe baza rel. (1.16) și a ecuațiilor (1.1) și (1.15), rezultă parametrii punctului de funcționare redus la arborele motorului:

$$T_{w1} = T_{x}, \qquad (1.17)$$

$$-a_{w1}\omega_{w1} + b_{w1} = \frac{a_{e} + a_{w2}\frac{i_{x2}^{y}j_{x}^{x}}{i_{xy}^{2}}\eta_{yz}^{x}}{\left(i_{xz}^{y}\right)^{2}\eta_{xz}^{y}}\omega_{x} - \frac{b_{e} + b_{w2}i_{yz}^{x}\eta_{yz}^{x}}{i_{xy}^{y}}\eta_{xz}^{y}}, \qquad (1.17)$$

$$\omega_{f} = \omega_{w1} = \omega_{x} = \frac{b_{w1} + \frac{b_{e} + b_{w2}i_{yz}^{x}\eta_{yz}^{x}}{i_{xz}^{y}\eta_{xz}^{y}}}{a_{e} + a_{w2}\frac{i_{xz}^{y}j_{x}^{x}}{i_{xz}^{y}}\eta_{yz}^{x}}} = \frac{b_{e} + b_{w1}i_{xz}^{y}\eta_{xz}^{y} + b_{w2}i_{yz}^{y}\eta_{yz}^{x}}}{a_{e} + a_{w2}\frac{i_{xz}^{y}j_{xz}^{x}}{i_{xy}^{y}}}{\left(i_{xz}^{y}\right)^{2}\eta_{xz}^{y}}} = \frac{b_{e} + b_{w1}i_{xz}^{y}\eta_{xz}^{y} + b_{w2}i_{yz}^{y}\eta_{yz}^{y}}}{a_{e} + a_{w1}\left(i_{xz}^{y}\right)^{2}\eta_{xz}^{y} + a_{w2}\frac{i_{xz}^{y}j_{x}^{y}}{i_{xy}^{y}}\eta_{yz}^{y}}, \qquad (1.18)$$

$$T_{f} = -a_{m1}\omega_{f} + b_{m1}.$$
 (1.19)

Rezultatele cinematice pentru cele două variante de abordare (II și III) se confirmă împărțind rel. (1.18) la (1.13), din care se obține raportul de transmitere al mecanismului i_{xz}^{y} :

$$\frac{\omega_x}{\omega_z} = i_{xz}^{\vee}.$$
(1.20)

1.5.2. Sistemul bimobil cu trei legături exterioare (M = 2 și L = 3)

Varianta / (fig. 1.5a)

Similar cazului M = 1 și L = 3, corelațiile aferente subsistemelor izolate din fig. 1.5a pot fi scrise astfel:

• Caracteristicile mecanice motoare:

$$T_{m1} = -a_{m1}\omega_{m1} + b_{m1}; \ T_{m2} = -a_{m2}\omega_{m2} + b_{m2}.$$
(1.21)

o Corelații aferente mecanismului diferențial:

$$\begin{cases} i_{yz}^{x} = \frac{\omega_{y}}{\omega_{z}^{(x)}} \\ i_{xz}^{y} = \frac{\omega_{x}}{\omega_{z}^{(y)}} \\ \omega_{z} = \omega_{z}^{(y)} + \omega_{z}^{(x)} \\ \omega_{x} T_{x} \eta_{xz}^{y} + \omega_{z}^{(y)} T_{z} = 0 \\ \omega_{y} T_{y} \eta_{yz}^{x} + \omega_{z}^{(x)} T_{z} = 0 \end{cases}$$

$$(1.22)$$

• Caracteristica mecanică efector:

$$-T_e = a_e \omega_e - b_e. \tag{1.23}$$

• Corelații aferente arborilor izolați R1, R2 și G (fig. 1.5a):

$$\begin{cases} \omega_{m1} = \omega_{x} \\ T_{m1} - T_{x} = 0 \end{cases}$$
(1.24)

$$\begin{cases} \omega_{m2} = \omega_{y} \\ T_{m2} - T_{y} = 0 \end{cases}$$
(1.25)

$$\begin{cases} \omega_z = \omega_e \\ -T_z + T_e = 0 \end{cases}$$
(1.26)

Întrucât este diferențială (M = 2), transmisia are două mişcări exterioare independente; pe baza sistemului de ecuații (1.22) se determină expresia vitezei exterioare dependente:

$$\omega_{\rm e} = \frac{\omega_{\rm m1}}{i_{\rm xz}^{\rm V}} + \frac{\omega_{\rm m2}}{i_{\rm yz}^{\rm X}}.$$
 (1.27)

Notând cu k_{ω} = $-\omega_{m2}/\omega_{m1}$, rel. (1.27) poate fi scrisă sub forma:

$$\omega_{e} = \omega_{*1} \frac{i_{yz}^{x} - k_{\omega} i_{xz}^{y}}{i_{yz}^{x} i_{xz}^{y}}.$$
(1.28)

Ţinându-se seama de rel. (1.28) și de rezultatele obținute prin rezolvarea sistemului format din ecuațiile (1.21),...,(1.26), se obțin parametrii punctului de funcționare, aferenți tuturor arborilor din sistem; pentru ușurință, în rel. (1.29) și (1.29a) s-au precizat numai parametrii punctului de funcționare pe arborii G (e) și R1 (*w*1), iar prin rel. (1.29b) s-a evidențiat compatibilitatea dintre acești parametri: raportând viteza modelată de rel. (1.29a) la cea descrisă prin rel. (1.29), se regăsește raportul de transmitere cinematic aferent mecanismului diferențial din fig. 1.5a (v. rel. 1.28):

$$\omega_{f} = \omega_{e} = \omega_{z} = \frac{b_{e} + b_{m} i_{xz}^{\gamma} \eta_{xz}^{\gamma}}{a_{e} + a_{m1} \frac{i_{yz}^{x} (i_{xz}^{\gamma})^{2} \eta_{xz}^{\gamma}}{i_{yz}^{\gamma} - k_{\omega} i_{xz}^{\gamma}}}; \ T_{f} = -a_{e} \omega_{f} + b_{e},$$
(1.29)

$$\omega_{x} = \frac{b_{m1}i_{xz}^{y}\eta_{xz}^{y} + b_{e}}{a_{m1}i_{xz}^{y}\eta_{xz}^{y} + a_{e}\frac{\left(i_{yz}^{x} - k_{\omega}i_{xz}^{y}\right)}{i_{xz}^{y}i_{yz}^{y}}},$$
(1.29a)

$$\frac{\omega_{x}}{\omega_{z}} = \frac{i_{xz}^{V} i_{yz}^{x}}{i_{yz}^{x} - k_{\omega} i_{xz}^{y}}.$$
(1.29b)

Varianta II (fig. 1.5b)

Se înlocuiește schema complexă din fig. 1.5a cu schema echivalentă din fig. 1.5b, în care se consideră ca "**subsistem motor**" *moto-mecanismul:* R1 + R2 + mecanism; se obține astfel un sistem simplu similar celui de referință (fig. 1.4c), în care *arborele de reducere* este solidar cu arborele generatorului electric. Similar celor anterioare, pot fi desfășurate următoarele două etape:

a) Se determină *caracteristica moto-mecanismului* din fig. 1.5b (*motoare* R1 și R2 + *mecanism*); pe baza relațiilor (1.30) se obține caracteristica modelată prin rel. (1.31):

$$\begin{cases} T_{w1} = -a_{w1}\omega_{w1} + b_{w1} \\ T_{w2} = -a_{w2}\omega_{w2} + b_{w2} \\ \omega_{z} = \frac{\omega_{w1}}{i_{xz}^{y}} + \frac{\omega_{w2}}{i_{yz}^{y}} \\ \omega_{z} = \frac{\omega_{w1}}{i_{xz}^{y}} + \frac{\omega_{w2}}{i_{yz}^{y}} \\ k_{\omega} = -\frac{\omega_{w2}}{\omega_{w1}} \\ T_{z} = -T_{w1}^{y}i_{xz}^{y}\eta_{xz}^{y} \\ T_{z} = -T_{w2}^{y}i_{yz}^{y}\eta_{yz}^{y} \end{cases}$$
(1.30)
$$T_{z} = \omega_{z} \left[a_{w1} \frac{\left(i_{xz}^{y} \right)^{2} i_{yz}^{x}\eta_{xz}^{y}}{i_{yz}^{y}} \right] - b_{w1}^{y}i_{yz}^{y}\eta_{yz}^{y}.$$
(1.31)

 $T_{z} = \omega_{z} \left[a_{m1} \frac{(\lambda z) - \gamma z}{j_{yz}^{x} - k_{\omega} j_{xz}^{y}} \right]^{-b_{m1} j_{xz}^{y}} \eta_{xz}^{y}.$ (1.31) Conform fig. 1.5b, legătura dintre arborele de reducere și efectorul G este descrisă prin ecuațiile de echilibru pentru momente:

$$-T_{e}^{*} + T_{z} = 0; -T_{z} + T_{e}^{*} = 0 \implies -T_{z} + T_{e} = 0.$$
(1.32)

b) Stabilirea coordonatelor punctului de funcționare aferente arborelui de reducere (ω_f, T_f):
 Pe baza rel. (1.32) şi a ecuațiilor (1.23), (1.31) se obțin parametrii punctului de funcționare
 redus la arborele efectorului:

$$-T_{z} = -T_{e}, \qquad (1.33)$$

$$-\omega_{e} \left[a_{m1} \frac{\left(i_{xz}^{\gamma} \right)^{2} i_{yz}^{x} \eta_{xz}^{\gamma}}{i_{yz}^{x} - k_{\omega} i_{xz}^{\gamma}} \right] + b_{m1} i_{xz}^{\gamma} \eta_{xz}^{\gamma} = a_{e} \omega_{e} - b_{e}, \qquad (1.34)$$

$$\omega_{f} = \omega_{e} = \omega_{z} = \frac{b_{e} + b_{m1} i_{xz}^{\gamma} \eta_{xz}^{\gamma}}{a_{e} + a_{m1}} \frac{i_{yz}^{\gamma} \left(i_{xz}^{\gamma} \right)^{2} \eta_{xz}^{\gamma}}{i_{yz}^{x} - k_{\omega} i_{xz}^{\gamma}}, \qquad (1.34)$$

$$T_{f} = -a_{e} \omega_{f} + b_{e}. \qquad (1.35)$$

Varianta III (fig. 1.5c)

Dacă în sistemul complex din fig. 1.5a se consideră ca "**subsistem efector**" *moto-mecaefectorul* (R2 + mecanism + G) din fig. 1.5c, rezultă un sistem simplu similar celui de referință (fig. 1.4d), în care *arborele de reducere* este solidar cu arborele rotorului eolian R1; astfel sunt justificate etapele a) și b) prezentate mai jos.

a) Se determină *caracteristica moto-meca-efectorului* din fig. 1.5c (*motor* R2 *+ mecanism + efector* G); pe baza relațiilor (1.36), se obține caracteristica modelată prin rel. (1.37):

$$\begin{cases} T_{m1} = -a_{m1}\omega_{m1} + b_{m1} \\ \omega_{m1} = \omega_{x} \\ T_{m1}^{*} - T_{x}^{*} = 0 \\ w_{x} = \omega_{z} \frac{i_{xz}^{y} i_{yz}^{x}}{i_{yz}^{*} - k_{\omega} i_{xz}^{y}} \\ T_{x} = -\frac{T_{e}}{i_{xz}^{y} \eta_{xz}^{y}} \\ -T_{e} = a_{e}\omega_{e} - b_{e} \end{cases}$$
(1.36)

$$T_{x} = \frac{a_{e} \left(i_{yz}^{x} - k_{\omega} i_{xz}^{y} \right)}{\left(i_{xz}^{y} \right)^{2} i_{yz}^{x} \eta_{xz}^{y}} \omega_{x} - \frac{b_{e}}{i_{xz}^{y} \eta_{xz}^{y}}.$$
 (1.37)

Conform fig. 1.5c, pot fi scrise următoarele ecuații de echilibru pentru legătura dintre motorul R1 și arborele de reducere:

$$T_{m1} - T_{m1}^* = 0; T_{m1}^* - T_x = 0 \implies T_{m1} - T_x = 0.$$
 (1.38)

b) Se stabilesc coordonatele punctului de funcționare aferente arborelui de reducere (ω_f, T_f):

Cu ajutorul rel. (1.38) și a ecuațiilor (1.21), (1.37) se obțin parametrii punctului de funcționare redus la arborele motorului:

$$T_{m1} = T_{x}, \qquad (1.39)$$
$$-a_{m1}\omega_{m1} + b_{m1} = \frac{a_{e}\left(i_{yz}^{x} - k_{\omega}i_{xz}^{y}\right)}{\left(i_{xz}^{y}\right)^{2}i_{yz}^{x}\eta_{xz}^{y}}\omega_{x} - \frac{b_{e}}{i_{xz}^{y}\eta_{xz}^{y}},$$
١.,

$$\omega_{f} = \omega_{m1} = \omega_{x} = \frac{b_{m1} + \frac{D_{e}}{i_{xz}^{V} \eta_{xz}^{V}}}{a_{m1} + \frac{a_{e} \left(i_{yz}^{X} - k_{\omega} i_{xz}^{Y}\right)}{\left(i_{xz}^{V}\right)^{2} i_{yz}^{X} \eta_{xz}^{V}}} = \frac{b_{m1} i_{xz}^{V} \eta_{xz}^{V} + b_{e}}{a_{m1}^{i_{xz}^{V}} \eta_{xz}^{V} + a_{e} \frac{\left(i_{yz}^{X} - k_{\omega} i_{xz}^{Y}\right)}{i_{xz}^{V} i_{yz}^{V}}},$$

$$T_{f} = -a_{m1} \omega_{f} + b_{m1}.$$
(1.40)

Pentru verificarea compatibilității rezultatelor cinematice, se împarte viteza elementului de intrare, rel. (1.40), la viteza elementului de ieșire, dată de rel. (1.34); se regăsește astfel dependența descrisă de rel. (1.28):

$$\frac{\omega_{x}}{\omega_{z}} = \frac{i_{xz}^{y}i_{yz}^{x}}{i_{yz}^{x} - k_{\omega}i_{xz}^{y}}.$$
(1.42)

care confirmă compatibilitatea dintre rezultatele, formal distincte, aferente celor două variante de abordare (II și III).

În loc de concluzii:

- A) Abordarea punctului de funcționare în regim staționar poate fi realizată în principiu pe două căi: a) *static*, abstracție făcând de fazele de pornire și oprire; b) *dinamic*, în corelație directă cu aceste faze, motiv pentru care s-a agreat calea dinamică în capitolele care urmează;
- B) În modelarea pe cale statică a punctului de funcționare în regim staționar, s-au propus următoarele variante:
- prin rezolvarea sistemului de ecuații alcătuit din funcțiile de transmitere ale mecanismului şi din ecuațiile caracteristicilor mecanice ale motorului / motoarelor şi efectorului / efectoarelor;
- 2) pentru simplificare, sistemele reale complexe de tip: motor + mecanism + generator convențional sau contrarotativ pot fi reduse la cea mai simplă situație, considerată caz de referință echivalent : motor (echivalent) + arbore de reducere + efector (echivalent); procedând astfel, cazurile complexe pot fi puse uzual sub una din următoarele configurații simple echivalente:

- o *moto-mecanism +* arbore de reducere + efector;
- motor + arbore de reducere + meca-efector;
- 3) analog, sistemele reale complexe de tip: motoare + mecanism + generator convențional sau contrarotativ pot fi de asemenea reduse la cazul de referință echivalent: motor (echivalent) + arbore de reducere + efector (echivalent) şi pot fi puse sub una din următoarele configurații echivalente simple:
 - o *moto-mecanism + arbore de reducere + efector;*
 - o *motor* + *arbore de reducere* + *moto-meca-efector*.

Prin modelările de tip generalizat, efectuate pentru fiecare dintre configurațiile precizate, s-au evidențiat, pe de o parte, particularitățile specifice fiecărei configurații și, pe de altă parte, compatibilitatea dintre rezultatele acestora; în concluzie, alegerea configurației convenabile depinde de afinitățile fiecărui designer implicat în proiectarea unor astfel de sisteme.

În ideea simplificării expunerii, în capitolul următor se consideră o structură eoliană reprezentativă (cu L = 5 și M = 1 sau 2) care să poată funcționa în toate situațiile structurale posibile; punctul de funcționare (în regim staționar) este însă abordat pe calea dinamică, pentru a decela și corelația dintre fazele de pornire și regim staționar, cu efectele aferente.

1.6. Particularități privind aplicarea metodei de modelare dinamică Newton-Euler în cazul mecanismelor plane cu roți dințate

Deoarece în capitole care urmează este abordată calea *dinamică* pentru stabilirea punctului de funcționare, în continuare sunt prezentate succint câteva particularități privind aplicarea metodei dinamice *Newton-Euler (N-E)* în cazul uzual al amplificatoarelor de turație planetare, cu mișcare plan-paralelă.

Metoda Newton-Euler este un instrument de modelare dinamică a elementelor din sistemele mecanice mobile; un astfel de element izolat din sistem (uzual, un corp solid) este caracterizat printr-un sistem de forțe exterioare, modelat printr-un torsor de tip (**F**, **T**), redus într-un anumit punct (uzual, centrul de masă), și un câmp de viteze și accelerații, descris prin torsori de tip (**v**, $\boldsymbol{\omega}$) și respectiv (**a**, $\boldsymbol{\varepsilon}$), reduși în același punct cu torsorul forțelor.

Dinamica modelează corelația dintre torsorii (**a**, ε) și (**F**, **T**), cu ajutorul formulei lui Newton (**F** = m · **a**) și a formulei lui Euler (**T** = J · ε), extinsă din precedenta în cazul mișcării de rotație;

prin urmare, se poate afirma că metoda Newton-Euler (N-E) are la bază relația fundamentală a dinamicii: **F** = m · **a**.

Amplificatoarele de turație *cu roți dințate*, utilizate în sistemele eoliene, sunt uzual mecanisme plane; ca urmare, în continuare se explicitează succint metoda N-E pentru *elemente / corpuri* în mișcare plan-paralelă. Frecvent, un astfel de element este un *corp de revoluție*, în care "axa de revoluție" (axa principală de simetrie și implicit de inerție) este perpendiculară pe planul mișcării și conține centrul de masă (cdm) al elementului. În cazul general, în care elementul considerat efectuează o *mișcare de roto-translație*, mișcarea acestuia este "descompusă" uzual în două mișcări (fig. 1.6):

1) "mișcarea de translație" a centrului de masă (v și a) și

2) "mișcarea de rotație" a corpului în jurul acestui centru (ω și ε).

Se disting două cazuri particulare practice (v. fig. 1.6):

a) când mișcarea de rotație este nulă, dinamica corpului (cu masa m concentrată în cdm) este descrisă de *formula lui Newton*, conform căreia: punctului material de masa m (echivalent corpului analizat) i se poate imprima o accelerație **a** dacă asupra acestuia acționează o forță rezultantă: $\mathbf{F} = \mathbf{m} \cdot \mathbf{a}$!

b) când "axa de revoluție" este fixă și implicit cdm este fix (aparținând axei de rotație), dinamica corpului este descrisă prin *formula lui Euler*, conform căreia: unui corp în mișcare de rotație cu axa fixă i se poate imprima o accelerație unghiulară ε dacă asupra acestuia acționează un moment rezultant: $\mathbf{T} = \mathbf{J} \cdot \varepsilon$. Pentru a utiliza *formula lui Newton* în explicitarea coeficientului J (denumit *moment mecanic de inerție axial*), se înlocuiește corpul considerat cu un sistem echivalent de mase concentrate; în cel mai simplu caz, conform fig. 1.6, pot fi utilizate două mase concentrate identice (două mase m/2), aflate la distanța 2r și dispuse diametral opus față de cdm. De aici urmează două observații: pe de o parte, momentul $T = Q \cdot 2r$ generează un cuplu de forțe care acționează asupra fiecărei mase concentrate cu câte o forță Q = T/2r; pe de altă parte, accelerația unghiulară imprimă fiecărei mase concentrate o accelerație tangențială egală cu $\varepsilon \cdot r$. Ca urmare, *conform formulei lui Newton*, urmează ca: $Q = (m/2) \cdot \varepsilon \cdot r$ și implicit: $T = Q \cdot 2r = m \cdot r^2 \cdot \varepsilon = J \cdot \varepsilon$, din care decurge că: $J = m \cdot r^2$! Pentru corpurile simple, cu distribuție continuă de masă, expresiile momentelor mecanice de inerție

(existente în literatură) se obțin cu ajutorul calculului integral, considerând elemente de masă infinitesimale în locul maselor concentrate.

PRECIZĂRI:

- i) Datorită mărimii r², rezultă că *momentul mecanic de inerție axial* (J=m·r²) descrie o distribuție de ordinul 2 a maselor în raport cu axa de rotație.
- ii) În mod analog, masa concentrată m din cazul a) poate fi considerată o distribuție de ordinul zero: m = m·r^o!
- iii) Există și o distribuție de ordinul 1 (S = m · r¹), denumită *moment static*, utilizată pentru stabilirea centrului de masă al unui sistem de mase: de exemplu, poziția centrului de masă (r_G) al unui sistem de mase concentrate (m_k, r_k), dispuse pe o semidreaptă, se determină din relația: (∑m_k)·r_G = ∑(m_k ·r_k), în care r_G = OG (O fiind originea semidreptei).



Fig. 1.6. Schema de descompunere a mișcării de roto-translație.

$$T = 2Qr = mr^2 \varepsilon = J\varepsilon$$
(1.43)

$$J=m\cdot r^2 \tag{1.44}$$

iv) În cazul a n₅ sateliți montați în paralel, care nu au legătură cu exteriorul transmisiei planetare, se poate stabili momentul mecanic axial al acestora redus la elementul H pe baza principiului echivalării energiei cinetice. Fiind un corp cu mișcare de rotație combinată (în jurul propriei axe / rotația proprie și, respectiv, în jurul axei fixe centrale / rotația de revoluție), energia cinetică a acestuia este considerată egală cu cea a unui corp virtual cu mișcare în jurul axei centrale având un moment de inerție echivalent J₅H:

$$K_{s} = \frac{1}{2}n_{s}\left(m_{s}v_{Gs}^{2} + J_{s}\omega_{s}^{2}\right) = \frac{1}{2}J_{sH}\omega_{H}^{2},$$
(1.45)

$$J_{sH} = n_s m_s \left(\frac{v_{Gs}}{\omega_H}\right)^2 + n_s J_s \left(\frac{\omega_s}{\omega_H}\right)^2,$$
(1.46)

în care

$$\frac{\omega_{s}}{\omega_{H}} = \frac{\omega_{H} + \omega_{sH}}{\omega_{H}} = 1 + \frac{\omega_{sH}}{\omega_{H}} = 1 + \xi, \quad v_{Gs} = \omega_{H} \cdot r_{H}, \quad (1.47)$$

rezultând

$$J_{sH} = n_{s} \left(m_{s} r_{H}^{2} + J_{s} \left(1 + \xi \right)^{2} \right),$$
(1.48)

unde m_s și J_s sunt masa și, respectiv, momentul mecanic axial (stabilit în raport cu axa proprie de rotație) ale satelitului s, r_H este raza de dispunere pe elementul H a axei sateliților, iar raportul ξ se calculează pentru fiecare mecanism planetar considerat.

- v) Analiza dinamică *a unui mecanism* are ca obiectiv stabilirea mişcărilor și momentelor / forțelor dependente în funcție de cele independente, ținând seama de masele și momentele inerțiale ale elementelor. Spre deosebire de mecanism, analiza dinamică a unei mașini (obținută prin cuplarea de motoare și de efectoare la intrările și, respectiv, ieșirile mecanismului) are ca obiectiv stabilirea *ecuațiilor de mișcare ale mașinii*; acestea sunt ecuații diferențiale descrise, uzual, prin funcțiile accelerațiilor independente ale mecanismului și se obțin prin rezolvarea sistemului de ecuații format din funcțiile de transmitere ale mecanismului și din caracteristicile mecanice ale motoarelor și efectoarelor.
- vi) Fiind ecuații diferențiale, ecuațiile de mișcare sunt rezolvate numeric cu ajutorul softului MATLAB-Simulink; mișcările astfel obținute permit apoi determinarea celorlalte mărimi ale răspunsului dinamic al mașinii.

1.7. Particularități privind randamentul transmisiilor mecanice din sisteme eoliene

Amplificatoarele de turație, utilizate în sistemele eoliene, pot fi agregate de tip serie, paralel sau mixt. Din teoria generală a mecanismelor este cunoscut că transmiterea ramificată (în paralel) a puterii mecanice se caracterizează prin randamente superioare transmiterii prin mecanisme înseriate. Această concluzie este valabilă și pentru amplificatoarelor de turație din componența sistemelor eoliene care integrează rotoare contrarotative și/sau generatoare electrice contrarotative. În acest sens, se consideră o transmisie monomobilă formată din două mecanisme monomobile care asigură transmiterea serială (fig. 1.7a) sau ramificată (fig. 1.7b,c) a puterii mecanice de la un rotor (R) sau două rotoare contrarotative (R1 și R2) la un generator electric convențional (G) sau contrarotativ (cu rotor GR și stator GS mobile). Fiecare mecanism component M1,2 este caracterizat printr-un raport cinematic i_{1,2} și un randament $\eta_{1,2}$. Parametrii puterii mecanice pe un arbore x sunt viteza unghiulară ω_x și momentul T_x, x = R, R1, R2, G, GR, GS.



Fig. 1.7. Scheme de legare a două mecanisme monomobile într-un amplificator de turație monomobil din componența unui sistem eolian cu: a) un rotor și generator electric convențional; b) un rotor și generator electric contrarotativ; c) două rotoare contrarotative și generator electric convențional.

Pentru cele 3 cazuri de transmisii mecanice monomobile, reprezentate în fig. 1.7, randamentul se stabilește conform algoritmului de mai jos.

Caz A (fig. 1.7a): amplificator de turație cu o intrare (R) și o ieșire (G)

$$\omega_{\rm G} = \frac{\omega_{\rm R}}{i_1 i_2}; \ T_{\rm G} = -i_1 i_2 \eta_1 \eta_2 T_{\rm R}, \tag{1.49}$$

de unde rezultă:

$$\eta_{A} = \frac{-P_{G}}{P_{R}} = \frac{-T_{G} \cdot \omega_{G}}{T_{R} \cdot \omega_{R}} = \eta_{1} \eta_{2}.$$
(1.50)

PRECIZARE: *în cazul amplificatoarelor de turație, rapoartele de transmitere* $i_1
ightharpointi i_2$, definite în literatură ca rapoarte dintre viteza de intrare și viteza de ieșire, au valori subunitare; spre deosebire de acestea, rapoartele de amplificare ($i_{a1} = 1/i_1$; $i_{a2} = 1/i_2$) au valori supraunitare, fiind inversele celor anterioare.

Caz B (fig. 1.7b): amplificator de turație cu o intrare (R) și două ieșiri (GR și GS):

$$\omega_{\rm GR} = \frac{\omega_{\rm R}}{i_1}; \ \omega_{\rm GS} = \frac{\omega_{\rm R}}{i_2}; \ \omega_{\rm G} = \omega_{\rm GR} - \omega_{\rm GS} = \frac{i_2 - i_1}{i_1 i_2} \omega_{\rm R} ,$$
(1.51)

$$T_{R1} = -\frac{T_{GR}}{i_1\eta_1}; \ T_{R2} = -\frac{T_{GS}}{i_2\eta_2}; \ T_{GR} = -T_{GS} = T_G; \ T_R = T_{R1} + T_{R2},$$
(1.52)

de unde se obțin momentul și puterea generatorului electric:

$$T_{G} = T_{R} \frac{i_{1}i_{2}\eta_{1}\eta_{2}}{i_{1}\eta_{1} - i_{2}\eta_{2}}; \ T_{G} \cdot \omega_{G} = \eta_{1}\eta_{2} \frac{i_{2} - i_{1}}{i_{1}\eta_{1} - i_{2}\eta_{2}} T_{R} \cdot \omega_{R},$$
(1.53)

care permit stabilirea expresiei randamentului:

$$\eta_{\rm B} = \frac{-P_{\rm G}}{P_{\rm R}} = \frac{-T_{\rm G} \cdot \omega_{\rm G}}{T_{\rm R} \cdot \omega_{\rm R}} = \eta_1 \eta_2 \frac{i_1 - i_2}{i_1 \eta_1 - i_2 \eta_2}.$$
(1.54)

Caz C (fig. 1.7c): amplificator de turație cu două intrări (R1 și R2) și o ieșire (G)

$$\omega_{\rm G} = \frac{\omega_{\rm R1}}{i_1} = \frac{\omega_{\rm R2}}{i_2}; \ \omega_{\rm R2} = \frac{i_2}{i_1} \omega_{\rm R1}, \tag{1.55}$$

$$T_{G1} = -i_1 \eta_1 T_{R1}; \ T_{G2} = -i_2 \eta_2 T_{R2}; \ T_G = T_{G1} + T_{G2},$$
(1.56)

$$T_{G} \cdot \omega_{G} = -\frac{i_{1}\eta_{1}T_{R1} + i_{2}\eta_{2}T_{R2}}{i_{1}}\omega_{R1}.$$
(1.57)

Randamentul poate fi exprimat prin relația:

$$\eta_{\rm C} = \frac{-P_{\rm G}}{P_{\rm R}} = \frac{-T_{\rm G} \cdot \omega_{\rm G}}{T_{\rm R1} \cdot \omega_{\rm R1} + T_{\rm R2} \cdot \omega_{\rm R2}} = \frac{i_1 \eta_1 k_{\rm t} - i_2 \eta_2}{i_1 k_{\rm t} - i_2},$$
(1.58)

$$k_{t} = -\frac{T_{R1}}{T_{R2}}.$$
 (1.59)

Considerând cazul particular în care cele două mecanisme componente au același randament $\eta_1 = \eta_2 = \eta_0$, se obține:

$$\eta_{\rm A} = \eta_0^2; \ \eta_{\rm B} = \eta_0; \ \eta_{\rm C} = \eta_0. \tag{1.60}$$

Ca urmare, rezultatele analitice din rel. (1.60) pun în evidență că utilizarea rotoarelor contrarotative sau a generatoarelor contrarotative conduce la funcționarea amplificatorului de turație cu un randament mai ridicat față de cazul transmiterii neramificate a puterii: $\eta_A < \eta_B$ și $\eta_A < \eta_C$, în aceleași condiții de complexitate structurală a mecanismelor componente.

1.8. Prolegomene

Principalele noțiuni și notații, utilizate în teză, sunt prezentate în continuare pornind de la terminologia și metodele de modelare prezentate în literatura de specialitate din domeniul *mașinilor, mecanismelor* și *designului conceptual de produs*, într-o variantă adăugită și îmbunătățită a edițiilor din cadrul monografiilor *Amplificatoare de turație pentru sisteme eoliene și hidroenergetice.* Vol. I și II [85, 90].

Accelerație = variația vitezei în raport cu timpul: cu cât crește sau scade viteza într-o secundă; *accelerația* poate fi *liniară* în cazul vitezei liniare: a = dv/dt [m/s²] sau *unghiulară* când intervine viteza unghiulară: $\varepsilon = d\omega/dt [rad/s² = s⁻²]$. Accelerația poate fi *pozitivă* – specifică *pornirii (demarării)* sau *negativă (decelerație)* – specifică *frânării (opririi)*.

- Agregat de tip serie = sistem tehnic compus prin *legarea în serie* a cel puțin două subsisteme componente, prin care puterea circulă *succesiv și neramificat (pe o singură ramură);* evident, *ieșirea* unui subsistem devine *intrare* pentru subsistemul adiacent din aval.
- Agregat de tip paralel = sistem tehnic format prin *legarea în paralel* a n_c ≥ 2 subsisteme componente, prin care puterea circulă *simultan și ramificat* prin n_c ramuri; intrarea (în cazul *ramificării la intrare*), respectiv ieșirea (în cazul *ramificării la ieșire*), este comună tuturor celor n_c subsisteme componente.
- Agregat de tip mixt = sistem tehnic format din n_c ≥ 3 subsisteme componente *legate mixt* (atât în *serie*, cât și în *paralel*), prin care puterea circulă prin k < n_c ramuri; prin "*despletirea*" completă a celor k ramuri de putere, agregatul *mixt de tip neomogen* se transformă într-un agregat *echivalent omogen*, format din k agregate-serie legate în paralel.
- Amplificator de turație = transmisie (mecanism), uzual cu o intrare și o ieșire, care realizează la ieșire o turație amplificată față de cea de intrare; dacă transmisia este reversibilă, prin inversarea legăturilor exterioare (ieșirea devine intrare și intrarea devine ieșire) amplificatorul devine reductor (de turație).
- Amplificator de turație diferențial cu două intrări contrarotative = transmisie (mecanism) cu două intrări contrarotative și una sau două ieșiri contrarotative care "însumează" mișcările de intrare și realizează: 1) în cazul unei ieșiri: o turație de ieșire amplificată față de fiecare dintre turațiile de intrare; 2) în cazul a două ieșiri contrarotative: o turație echivalentă de ieșire (i.e., diferența algebrică a turațiilor de ieșire) amplificată față de fiecare dintre turațiile de intrare.
- Amplificator de turație monomobil cu două intrări contrarotative = transmisie (mecanism) cu două intrări contrarotative și una sau două ieșiri contrarotative, care "însumează" momentele de intrare și realizează: 1) în cazul unei ieșiri: o turație de ieșire amplificată față de fiecare dintre turațiile de intrare; 2) în cazul a două ieșiri contrarotative: o turație echivalentă de ieșire (i.e. diferența algebrică a turațiilor de ieșire) amplificată față de fiecare dintre turațiile de intrare.

- Analiza conceptuală a unui produs = identificarea *proprietăților* unui produs cunoscut, *relevante* pentru designul conceptual, descrise prin: a) entitățile (materialele, energiile și/sau informațiile) de intrare și de ieșire ale produsului, b) funcțiile și subfuncțiile care descriu corelațiile dintre intrări și ieșiri, c) principiile de rezolvare a subfuncțiilor produsului considerat; ca urmare, *mecanismul* este un *produs* în care intrările și ieșirile sunt entități energetice (energie mecanică), caracterizate prin parametri de tip: mișcări exterioare (uzual de translație sau de rotație) și forțe/momente exterioare.
- Analiza unui mecanism (cunoscut) = identificarea prin metode specifice a proprietăților relevante ale mecanismului, de natură: a) structurală (analiza structurală),
 b) geometrico-cinematică (analiza cinematică), c) statică (analiza statică) și d) dinamică (analiza dinamică); fiecare tip de analiză utilizează rezultatele obținute în tipurile precedente de analiză. Procesul invers, prin care sunt impuse anumite proprietăți (de natură structurală, cinematică, statică, statică, dinamică) și se determină mecanismele care le realizează (în condiții optime), este numit *sinteză* (structurală, cinematică, statică și, respectiv, dinamică) a mecanismelor.
- Analiza structurală a unui mecanism = analiza care cuprinde: a) identificarea structurii lanțului cinematic al mecanismului (identificarea și reprezentarea grafică simplificată a elementelor și cuplelor cinematice componente, cu respectarea *configurației relative* a acestora); b) stabilirea *gradului de mobilitate* M și a *gradului de hiperstaticitate* (nedeterminare statică) ale acestui lanț; c) identificarea celor L *legături exterioare* (L ≥ 2 intrări și ieșiri ale mecanismului), cu precizarea *parametrilor exteriori independenți* (M mișcări și L M forțe / momente) *și dependenți* (L M mișcări și M forțe / momente), dintre cele L mișcări și L forțe / momente aferente intrărilor și ieșirilor; d) verificarea condițiilor de existență structurală a mecanismului (M ≥ 1 și L > M); e) stabilirea *calitativă* a funcțiilor de transmitere pentru mișcări și, respectiv, pentru forțe / momente, descrise de corelațiile dintre parametrii exteriori; f) identificarea forțelor și momentelor nedeterminate static.
- **Analiza cinematică a unui mecanism** = analiza prin care se identifică parametrii dimensionali ai elementelor mecanismului și, prin metode specifice, se determină *cantitativ:*

45

a) funcțiile de transmitere pentru mișcări (identificate *calitativ* la analiza structurală) și
b) mărimile geometrico-cinematice care intervin în expresiile condițiilor cinematice de funcționare corectă a mecanismului (de exemplu, evitarea: blocării, interferenței, ascuțirii capului dintelui, subtăierii piciorului dintelui, contactelor duble camă-tachet etc.), precum și cele necesare în analiza dinamică.

- Analiza statică = caz particular al analizei dinamice, în care efectele inerțiale ale maselor aflate în mișcare sunt neglijate.
- Analiza dinamică a unui mecanism = analiza prin care se identifică parametrii mecanismului privind distribuția maselor, frecările, amortizările, elasticităților / rigiditățile și, prin metode specifice, se determină *cantitativ*: **a**) funcțiile de transmitere pentru forțe / momente (identificate *calitativ* la analiza structurală) și **b**) parametrii care intervin în expresiile condițiilor dinamice de funcționare corectă a mecanismului (de exemplu, asigurarea autofrânării la inversarea mișcării, a randamentului peste cel minim admis etc.).
- **Caracteristică mecanică** = funcție specifică pentru *motoare* și *efectoare:* **1**) în cazul unui *motor* rotativ (sau liniar): reprezintă dependența dintre turația unui *arbore de intrare* (respectiv, dintre viteza liniară a unui *culisor de intrare*) al unei transmisii mecanice și momentul (respectiv forța) cu care motorul încarcă acel arbore (respectiv culisor); **2**) în cazul unui *efector* rotativ (sau liniar): reprezintă dependența dintre turația unui *arbore de ieșire* (respectiv, dintre viteza liniară a unui *culisor de ieșire*) al unei transmisii și momentul (respectiv, dintre viteza liniară a unui *culisor de ieșire*) al unei transmisii și momentul (respectiv, dintre viteza liniară a unui *culisor de ieșire*) al unei transmisii și momentul (respectiv forța) cu care efectorul încarcă acel arbore (respectiv culisor).
- **Caracteristică mecanică a unui motor** = dependența de tip moment-turație (forță-viteză lineară) impusă de un motor rotativ (respectiv liniar) între mărimile exterioare (de același sens) ale unei **intrări** dintr-o transmisie mecanică, în premisa că *parametrii de reglaj ai motorului rămân nemodificați.*
- **Caracteristică mecanică a unui efector** = dependența de tip moment-turație (forță-viteză lineară) impusă de un efector rotativ (respectiv liniar) între mărimile exterioare (de sensuri opuse) ale unei **ieșiri** dintr-o transmisie mecanică, în premisa că *parametrii de reglaj ai efectorului rămân nemodificați.*

- **Centru de greutate / centru de masă** = punctul de aplicație al rezultantei forțelor de greutate, care acționează asupra particulelor unui corp, oricare ar fi poziția acestuia. Abstracție făcând de gravitație, centru de greutate devine centru de masă; întotdeauna, cele două centre coincid. Pentru corpurile omogene cu o axă de simetrie Δ sau cu un centru de simetrie O, centrul de greutate / masă se află pe axa Δ , respectiv coincide cu centrul O.
- **Circulația de putere** = distribuția fluxurilor puterii de intrare pe ramurile unei transmisii, cu sensurile de circulație ale acestora; *circulația de putere* poate fi: *teoretică*, dacă se neglijează frecarea, sau *reală*, dacă se ține seama de pierderile prin frecare.
- **Coeficientul de putere** (**c**_P) = eficiența conversiei energiei vântului (neperturbat) în energie mecanică de rotație la nivelul axului principal al turbinei, amplasat între rotorul eolian și amplificatorul de turație, **sau** raportul dintre puterea mecanică generată de pale și puterea cu care vântul acționează asupra rotorului eolian: $c_p = \frac{P_{mec}}{P_v}$. Coeficientul de putere c_P depinde de rapiditate λ și de unghiul de orientare al palelor β [38]:

$$c_{p} = 0.5176 \left(\frac{116}{\lambda_{i}} - 0.4\beta - 5 \right) \cdot e^{-\frac{21}{\lambda_{i}}} + 0.0068\lambda; \ \frac{1}{\lambda_{i}} = \frac{1}{\lambda + 0.08\beta} - \frac{0.035}{\beta^{3} + 1}$$

Valoarea cea mai mare a coeficientului de putere se obține pentru β = 0:

$$c_{p} = 0.5176 \left(\frac{116}{\lambda_{i}} - 5 \right) \cdot e^{-\frac{21}{\lambda_{i}}} + 0.0068\lambda ; \frac{1}{\lambda_{i}} = \frac{1}{\lambda} - 0.035.$$

- **Durata (timpul) de pornire** = intervalul de timp de la start până la momentul intrării sistemului în regim staționar (când accelerația devine nulă); această durată depinde, pe de o parte, de masele inerțiale ale elementelor componente mobile și, pe de altă parte, de caracteriticile motoare și de cele efectoare (rezistente).
- Durata de oprire (al unui sistem aflat în regim staționar) = intervalul de timp de la momentul dezactivării motorului / motoarelor până la momentul atingerii stării de repaus; această durată depinde de masele inerțiale ale elementelor mobile și de caracteristicile efectoare (dacă acestea rămân active) / ale sistemelor de frânare.

- **Efector** = sistem tehnic care transformă energia mecanică (primită de la un motor sau de la un moto-mecanism) în forme de energie specifice unui anumit proces tehnologic; de exemplu, un generator electric transformă în energie electrică (însoțită de căldură) energia mecanică primită de la un amplificator de turație antrenat de un rotor eolian.
- Forţa = mărime care măsoară acţiunea unui sistem fizic asupra unui alt sistem; o forţă F, exercitată asupra unui punct material de masa m (sau asupra unui corp care se poate mişca), îi imprimă acestuia o accelerație a, în conformitate cu relația lui Newton: F = m·a (Principiul 2 / fundamental al mecanicii clasice); unitatea de măsură a forței în Sistemul International (SI) este Newtonul (N): 1[N] = 1[kg]·1[m/s²]; aşadar, 1[N] reprezintă forța exercitată asupra unui punct material de 1 [kg], care îi imprimă acestuia o accelerație de 1 [m/s²].
- **Funcție de transmitere a mișcărilor (deplasărilor, vitezelor, accelerațiilor)** = variabilă cinematică, de tip mișcare exterioară (deplasare, viteză, accelerație), dependentă de variabilele independente nominalizate prin mișcările exterioare independente ale unui mecanism.
- **Funcție de transmitere a forțelor / momentelor** = variabilă de tip forță exterioară / moment exterior dependentă de variabilele independente nominalizate prin: forțele, momentele și mișcările exterioare independente ale unui mecanism.
- **Grad de mobilitate al unui mecanism** (M) = numărul *parametrilor cinematici independenți* necesari pentru a determina complet pozițiile și, implicit, mișcările elementelor cinematice ale mecanismului față de un element de referință (bază); conform *reciprocității* dintre mișcările și forțele/momentele legăturilor exterioare ale unui mecanism, gradul de mobilitate M desemnează, pe de o parte, numărul *mișcărilor exterioare independente* ale mecanismului considerat și, pe de altă parte, numărul *forțelor și momentelor exterioare dependente* (numărul funcțiilor de transmitere a forțelor și momentelor, pe care mecanismul este capabil să le realizeze).
- **Generator electric convențional =** sistem tehnic / mașină de forță care transformă energia mecanică în energie electrică, având *statorul fix* în construcție *clasică*.

- **Generator electric contrarotativ =** generator electric în care rotorul și statorul sunt mobile și se rotesc în sensuri contrare.
- Generator electric convențional echivalent unui generator contrarotativ = generator electric cu stator fix asociat unui generator contrarotativ, care realizează același moment la aceeași turație relativă dintre rotor și stator; ca urmare, viteza unghiulară de funcționare a generatorului echivalent (ω_G) este egală cu suma, în valoare absolută, a vitezelor unghiulare ale rotorului și statorului generatorului contrarotativ ($\omega_G = \omega_{PG} - \omega_{GG}$).
- Intrări / ieșiri contrarotative = pereche de intrări / ieșiri coaxiale, ale unui mecanism, care se rotesc simultan în sensuri contrare.
- Intrări și ieșiri ale unui mecanism = legături exterioare prin care *puterea mecanică intră* și, respectiv, *iese* din mecanism. Numărul total de intrări și ieșiri ale unui mecanism este notat cu L.
- Intrarea unui mecanism *(uzual cu referire la putere)* = legătura exterioară a mecanismului caracterizată printr-o putere mecanică pozitivă: o mișcare exterioară, denumită mișcare de *intrare, motoare* sau *conducătoare* și o mărime exterioară de tip forță *motoare (conducătoare)* sau moment *motor (conducător)*, de *același sens* cu viteza de intrare.
- **leșirea unui mecanism** *(uzual cu referire la putere)* = legătură exterioară a mecanismului caracterizată printr-o putere mecanică negativă: o mișcare exterioară, denumită mișcare de *ieșire* sau *condusă*, și o mărime exterioară de tip forță *rezistentă* sau moment *rezistent*, de sens *contrar* cu viteza de ieșire.
- **Lucru mecanic** = mărime fizică definită ca produsul scalar dintre vectorul unei forțe (**F**), care acționează asupra unui sistem, și vectorul deplasării punctului de aplicație al forței (**s**): $\mathcal{I} = \mathbf{F} \cdot \mathbf{s} = \mathbf{F} \cdot \mathbf{s} \cdot \cos \alpha$ (α fiind unghiul dintre vectorii **F** și **s**, iar F și s mărimile acestora); dacă deplasarea are loc în sensul forței ($\alpha < 90^{\circ}$), lucrul mecanic este pozitiv, adică *motor*, iar dacă are loc în sensul invers al forței ($\alpha > 90^{\circ}$), lucrul mecanic este negativ, adică *rezistent;* unitatea de măsură a lucrului mecanic, în sistem internațional (SI), este numită *Joule* (J):

1 J = 1[N] ·1[m] = 1[Nm]; deci, 1[J] = 1[Nm] reprezintă lucrul mecanic efectuat de o forță de 1[N], al cărei punct de aplicație se deplasează cu 1[m] în direcția și sensul forței.

- Masa inertă (inerțială) a unui corp = mărime fizică fundamentală, proprie materiei, care exprimă cantitativ oponența unui corp la modificarea stării sale în **mișcare de translație**, la acțiunea unei **forțe** exterioare; unitatea de măsură a masei, în SI, este kilogramul (kg): în conformitate cu relația lui Newton (F = m·a), 1 [kg] = 1[N]/1[m/s²] = 1[N·m/s²]; numeric, 1[kg] reprezintă masa unui corp căruia i se imprimă o accelerație de 1[m/s²] sub acțiunea unei forțe de 1[N].
- **Mașină** = sistem tehnic format din cel puțin un *efector*, antrenat direct sau prin intermediul unui *mecanism* (denumit *transmisie*) de cel puțin un *motor*.
- **Mărime** (*fizică*) = proprietate măsurabilă care intervine în descrierea stării unui sistem fizicochimic; exemple: masă, moment de inerție, viteză, accelerație etc.
- **Mecanism** = sistem mecanic deschis, cu cel puțin o intrare și cel puțin o ieșire (numărul de legături exterioare $L \ge 2$), format din corpuri rezistente cu legături mobile, care transmite determinat (de la intrări la ieșiri) energia mecanică și, implicit, componentele puterii mecanice: mișcări și forțe / momente, cu sau fără modificarea acestora.
- **Mecanism echivalent** = mecanism care poate îndeplini (total sau parțial) funcții similare cu cele ale unui alt sistem fizic sau tehnic (uzual, mai complex).
- **Meca-efector** = sistem tehnic obținut prin cuplarea de efectoare la ieșirile unui mecanism.
- **Metoda Newton-Euler (N-E) =** instrument de modelare dinamică a stării unui corp solid mobil, izolat dintr-un sistem fizic sau tehnic; din punct de vedere mecanic, starea corpului mobil este descrisă printr-un torsor al forțelor, de tip (**F**, **T**), și prin torsori cinematici, de tip (**v**, ω) și respectiv (**a**, ε); metoda de modelare dinamică N-E descrie corelația dintre torsorii (**a**, ε) și (**F**, **T**) pe baza *formulei lui Newton* (F=m·a) și a *formulei lui Euler* (T = J· ε).
- **Metoda suprapunerii de efecte (cinematice / statice) =** metodă de lucru aplicabilă mecanismelor cu *funcții de transmitere liniare* (pentru viteze / momente) prin care analiza cinematică / statică a unui mecanism complex ("sumator") se *"reduce"* la analiza

unor mecanisme mai simple, corespunzătoare termenilor din expresia de tip "sumă" a funcției liniare.

- **Moment mecanic de inerție** = mărime proprie materiei, care exprimă cantitativ oponența unui corp la modificarea stării sale de **mișcare de rotație** la acțiunea unui **moment exterior**; se determină ca sumă (integrală) a produselor dintre *masele elementelor de volum* (m_k, dm) ale unui corp și *pătratele distanțelor* (r_k², r²) acelor elemente față de: un **plan** *(moment planar)*, o **axă** *(moment axial)*, sau un **punct / pol** *(moment polar)*: $J = \sum m_k r_k^2 = \int r^2 dm$; *momentul mecanic de inerție* descrie distribuția de ordinul doi a masei corpului (față de un referențial: plan, axă sau punct) și are, în SI, unitatea de măsură [kg·m²].
- **Momentul unei forțe** (față de un punct sau de o axă) = produsul dintre mărimea forței (F) și brațul acesteia (b) față de punctul, respectiv axa considerată (b fiind *distanța minimă* de la punct / axă la suportul forței): $T = F \cdot b$ [Nm]; *momentul forței* față de o **axă** poate fi: *moment de torsiune* (când forța este *perpendiculară* pe axă), *moment de încovoiere* (când forța este *paralelă* cu axa) sau moment *mixt* (torsiune și încovoiere), când axa și suportul forței au o poziție *relativă oarecare*; în cazul mixt, momentul de încovoiere este generat de componenta axială a forței (paralelă cu axa), iar cel de torsiune, de componentă normală a forței (perpendiculară pe axă). A nu se confunda unitatea de măsură pentru *momentul forței* [Nm] cu unitatea de măsură a *lucrului mecanic* [Nm = J]!
- **Motor** = sistem tehnic care transformă (convertește) o anumită formă de energie în energie mecanică; uzual, denumirea motorului indică natura energiei transformate, de exemplu: motor electric (convertește energia electrică), motor termic (convertește energia termică), motor nuclear (convertește energia nucleară).
- **Moto-mecanism** = sistem tehnic obținut prin cuplarea de motoare la intrările unui mecanism.
- **Mărimile exterioare ale unui mecanism** = mărimile mecanice caracteristice legăturilor exterioare: L mișcări exterioare și L forțe / momente exterioare aferente celor L intrări și ieșiri ale mecanismului.
- **Mărimi de stare structurală aferente unui mecanism** = mărimi necesare în: **a)** precizarea *calitativă* a funcțiilor de transmitere pentru mișcări și pentru forțe / momente: parametrii

exteriori aferenți celor L legături exterioare și gradul de mobilitate M, **b)** desemnarea forțelor și momentelor nedeterminate static: gradul de hiperstaticitate și baza spațiului vectorial format de aceste forțe și momente.

Principiul suprapunerii de efecte *(superpoziției)* = principiu aplicabil în cazul funcțiilor *liniare și omogene*, de mai multe variabile independente, care pot fi descrise prin însumarea funcțiilor obținute din funcția inițială prin considerarea nenulă, pe rând, a fiecărei variabile; exemplificare pentru trei variabile independente:

f(x, y, z) = f(x, y = 0, z = 0) + f(x = 0, y, z = 0) + f(x = 0, y = 0, z)

În cazul transmisiilor cu *roți dințate circulare*, funcțiile de transmitere pentru *viteze unghiulare* și, respectiv, *momente* (în regim staționar) sunt *funcții liniare omogene cu coeficienți constanți;* acestea au, în cazul a trei mărimi independente x, y și z, o expresie generală de forma: $f(x, y, z) = a \cdot x + b \cdot y + c \cdot z$, în care a, b și c sunt coeficienți constanți descriși prin rapoarte cinematice, respectiv prin rapoarte statice.

- Punct de funcționare al unei mașini în regim staționar = ansamblu de valori ale momentelor, forțelor și vitezelor la care funcționează elementele cinematice ale unei mașini, în *regim staționar*, în premisa că mărimile de reglare ale motoarelor și efectoarelor rămân nemodificate. Pentru simplificare, în prezenta lucrare, mașina este modelată ca un sistem de tip *moto-mecanism + efector* și, implicit, stabilirea punctului de funcționare se reduce la determinarea momentului și turației arborelui de legătură dintre moto-mecanism și efector, denumit *arbore de reducere;* ca urmare, momentul și turația *arborelui de reducere*, aferente punctului de funcționare, sunt descrise de coordonatele punctului de intersecție dintre caracteristica mecanică a moto-mecanismului și cea a efectorului.
- **Putere mecanică** (P) = lucrul mecanic (\mathcal{I}) sau, implicit, energia ($\Delta E = \mathcal{I}$) generată sau consumată de un sistem într-o unitate de timp; în SI, unitatea de măsură a puterii este *Watt*-ul (1 W = 1 J/s) și se exprimă analitic prin relația: $P = L_m / \Delta t = E/t = v \cdot F = \omega \cdot T = \Delta E/\Delta t$ (E = energie [J], t = timp [s], v = viteza liniară [m/s], F = forța [N]; ω = viteza unghiulară [rad/s] și T = moment mecanic [Nm]); într-un mecanism, puterea de intrare (P_i) fiind pozitivă și cea de ieșire (P_o) negativă, rezultă următoarea ecuație de echilibru energetic: $\eta \cdot P_i + P_o = 0$, în care η este randamentul mecanismului.

- Puterea unei turbine eoliene (P_i) = capacitatea (puterea electrică) unui sistem eolian $P_{i} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{aer} \cdot c_{p} \cdot A_{R} \cdot v_{v}^{3} \cdot \eta_{tot}, \text{ în care } \rho \text{ este densitatea aerului } (\rho = 1,2255 \text{ la nivelul mării}$ şi la temperatura de 15°C), c_P este coeficientul de putere, A este aria zonei baleiate de pale (zona acoperită de rotor în timp ce se rotește), v_v este viteza vântului și $\eta_{tot} = \eta_{mec} \cdot \eta_{el}$ este randamentul total (mecanic și electric) al turbinei eoliene. Turbinele mari moderne sunt capabile să realizeze o eficiență totală C_p · \eta_{tot} de cca. 42%...46% (în raport cu energia vântului neperturbat într-un tub cu secțiune circulară a cărui arie transversală este egală cu aria brută a rotorului).
- **Randament** (η) = raportul pozitiv dintre puterea de ieșire P_o (considerată în modul, $-P_o > 0$) și puterea de intrare (P_i) ale unui mecanism: η = $-P_o / P_i$; pentru un mecanism care poate funcționa, randamentul este cuprins în intervalul (0...1) și descrie eficiența cu care mecanismul transmite puterea de la intrări la ieșiri; pentru valori η \rightarrow 0, mecanismul tinde să se blocheze (întreaga putere de intrare tinde să fie pierdută prin frecare în interiorul mecanismului), iar pentru valori η \rightarrow 1, mecanismul tinde spre cazul ideal (când pierderile de putere prin frecare devin nule).
- **Randament interior al unei unități planetare** (η₀) = randamentul mecanismului cu axe fixe obținut din unitatea planetară prin inversiunea mișcării în raport cu elementul suportaxe (brațul port-sateliți).
- **Rapiditate (** λ **)** = (TSR *tip speed ratio*) raportul dintre viteza tangențială a vârfului unei pale **u** și viteza reală (neperturbată) a vântului **v**_v: $\lambda = \frac{u}{v_v} = \frac{\omega \cdot R}{v_v}$, în care ω este viteza unghiulară a palei/rotorului eolian și R este lungimea palei (raza rotorului).
- **Raport cinematic de transmitere** a vitezelor unghiulare ($i_{xy} = \omega_x / \omega_y$) = raportul dintre viteza unghiulară de *intrare* ω_x (uzual, a unui Mecanism cu Roți Dințate - MRD) și viteza unghiulară de *ieșire* ω_y . Dacă | i | >1, MRD este un *reductor de turație*, iar dacă | i | < 1, MRD este un *amplificator de turație*. În cazul amplificatorului de turație, pentru evitarea valorilor subunitare ale raportului de transmitere, este preferat uzual inversul acestuia

denumit *raport cinematic de amplificare;* similar, în cazul reductorului de turație, raportul cinematic de transmitere poate fi denumit și *raport de reducere a turației*.

- **Raport cinematic** (i^z_{xy}) = raportul dintre viteza unghiulară a unui element *(de intrare)* x și cea a unui element *(de ieșire)* y, măsurate ca viteze relative față de un element de referință z.
- **Raport cinematic de amplificare** (i_a) = raportul supraunitar dintre viteza unghiulară de *ieșire* a unui amplificator de turație și viteza unghiulară de *intrare* a acestuia.
- **Raport cinematic interior al unei unități planetare** (i₀ = i^H_{xy}) = raportul cinematic al mecanismului cu axe fixe obținut din unitatea planetară prin *inversiunea mișcării* față de elementul suportaxe (H = brațul port-sateliți).
- **Raport static de transmitere** a momentelor ($i_{xy} = -T_y/T_x$) = raportul dintre momentul de *ieșire*, *considerat cu semnul minus* (-T_y), și momentul de *intrare* (T_x); în premisa neglijării frecării ($\eta = 1$), coincide cu raportul cinematic de transmitere (i_{xy}).
- **Răspuns dinamic** = ansamblul variațiilor în timp ale mărimilor mecanice (accelerațiile, vitezele, forțele, momentele și, implicit, puterile și randamentele) aferente unui sistem de tip mașină (motoare + transmisie + efectoare), în toate fazele sale de funcționare: pornire, regim de lucru și oprire; *răspunsul dinamic* se obține determinând mai întâi cele *M ecuații de mișcare* ale mașinii (prin rezolvarea sistemului de ecuații format din caracteristicile mecanice ale motoarelor și efectoarelor și din funcțiile de transmitere ale transmisiei); apoi, după rezolvarea numerică a ecuațiilor (diferențiale) de mișcare, se pot determina celelalte mărimi căutate, pe baza funcțiilor de transmitere ale transmisiei.
- **Regim staționar al unei mașini** = regim de lucru, aferent cu precădere mașinilor echipate cu transmisii cu roți dințate, care urmează fazei de pornire (cu viteza variabilă) și este caracterizată prin viteze cu variații (accelerații) nule sau neglijabile.
- Rotor eolian = subsistem de bază al unei turbine eoliene, de tip butuc cu pale, în care palele (uzual, radiale sau axiale) transformă energia cinetică a vântului (energia eoliană) în energie mecanică a butucului.

- **Roată dințată** (circulară) = roată prevăzută cu o dantură circumferențială, interioară sau exterioară, formată din dinți identici dispuși echiunghiular.
- Schemă bloc a unui mecanism = reprezentare simplificată a unui mecanism prin care se pun în evidență intrările și ieșirile acestuia; uzual, reprezentarea constă într-un cerc sau poligon cu săgeți orientate: spre interior pentru intrări și spre exterior pentru ieșiri.
- Schemă structurală a unui mecanism = reprezentare simplificată prin care se pun în evidență elementele și cuplele cinematice, în ordinea și configurația relativă reală, cu precizarea legăturilor exterioare (intrările și ieșirile mecanismului).
- **Schemă generalizată** = reprezentare simplificată a unui sistem reglabil, prin care se evidențiază: subsistemele componente, legăturile dintre subsisteme, legăturile cu mediul exterior și stările de funcționare care pot fi obținute prin anumite reglaje.
- Sinteza mecanismelor = proces creativ care, pornind de la anumite cerințe, generează o clasă de mecanisme capabile să satisfacă aceste cerințe; după natura cerințelor, poate fi: sinteza structurală, –cinematică, –statică sau –dinamică.
- Sistem = ansamblu sub forma unui întreg organizat, alcătuit din anumite componente (de exemplu de tip: principii, reguli, câmpuri de forțe, piese, aparate, mașini, instalații etc.) dependente între ele, care ordonează un domeniu de gândire teoretică, reglementează sistematizarea într-un domeniu de științe sau face ca o activitate practică să funcționeze potrivit scopului urmărit.
- **Sistem fizic** = sistem format din corpuri și din câmpuri de forță (electrice, magnetice, nucleare etc.), abordat din punctul de vedere al proprietăților sale fizice.
- **Sistem tehnic** = sistem fizic format, parțial sau total, din corpuri solide produse prin mijloace tehnice.

Transmisie planetară = transmisie cu roți dințate care conține cel puțin o roată cu axa mobilă.

Transmisie planetară diferențială cu trei legături exterioare = transmisie planetară cu două intrări și o ieșire, care realizează la ieșire "*însumarea" determinată* a **mișcărilor** de intrare (proprietate folosită în unele sisteme eoliene cu două rotoare eoliene și un generator electric, precum și în unele mașini unelte de danturat); SAU transmisie planetară cu o intrare și două ieșiri, care *distribuie nedeterminat* mișcarea de intrare pe cele două ieșiri (proprietate folosită uzual în automobile).

- Transmisie planetară monomobilă cu trei legături exterioare = transmisie planetară cu două intrări și o ieșire, care realizează la ieșire *"însumarea" determinată* a momentelor de intrare (folosită în unele sisteme eoliene cu două rotoare eoliene și un generator electric); SAU transmisie planetară cu o intrare și două ieșiri, care *distribuie nedeterminat* momentul de intrare pe cele două ieșiri (utilizată la începuturile industrializării, pentru antrenarea a două sau mai multe mașini unelte de la un motor termic).
- Turbină eoliană (sistem eolian) = mașină care transformă mai întâi energia eoliană în energie mecanică, cu ajutorul unuia sau mai multor rotoare eoliene, și apoi în energie electrică, prin intermediul a cel puțin unui generator electric.
- **Turbină eoliană contrarotativă =** sistem eolian care are în componența sa două rotoare eoliene, uzual coaxiale, care se rotesc simultan în sensuri opuse.
- **Turație** (n) = numărul de *rotații (cicluri)* efectuat într-un *minut* (rot/min) de un element rotativ.

Turație nominală = turație la care o mașină funcționează în regim nominal.

- Unitate planetară = transmisie cu roți dințate care are un element suport-axe unic (a cărui axă fixă de rotație desemnează axa centrală a unității planetare), una sau maximum două roți centrale (coaxiale cu axa centrală) și cel puțin o roată satelit (cu axa mobilă, necoaxială cu axa centrală).
- **Viteză** = variația în unitatea de timp a deplasării unui corp, în raport cu un sistem de referință; în funcție de natura deplasării, *viteza* poate fi: *liniară*: v = ds/dt [m/s], în cazul deplasării liniare (s [m]), și *unghiulară*: $\omega = d\varphi/dt$ [rad/s = s⁻¹], în cazul deplasării unghiulare (φ [rad]); în locul vitezei unghiulare se utilizează uneori noțiunea de *turație* (numărul de rotații efectuate în interval de un minut): n=60 $\omega/(2\pi)$ [rot/min] și noțiunea de *frecvență* (numărul de rotații efectuate în interval de o secundă): f = $\omega/(2\pi)$ =n/60 [rot/s = Hz].
- **Variantă conceptuală =** variantă de rezolvare a funcției unui produs, care îndeplinește calitativ și cantitativ toate cerințele funcționale impuse.

1.9. Obiectivele tezei

Scopul acestei teze este de a prezenta cele mai relevante aspecte privind comportamentul și performanțele dinamice ale sistemelor eoliene contrarotative, cu intrări și ieșiri multiple, pe baza rezultatelor obținute prin modelarea analitică, simularea numerică și analiza unor sisteme eoliene reglabile, care pot funcționa cu *unul* sau *două* rotoare eoliene - amplificator de turație planetar *monomobil* sau *diferențial* - generator electric *convențional* sau *contrarotativ*.

În acest sens, lucrarea abordează următoarele obiective:

- Elaborarea unui model dinamic generalizat al sistemului eolian reglabil, prin descompunerea sistemului eolian în corpurile rigide componente, urmată de descrierea ecuațiilor dinamice ale acestora prin metoda Newton-Euler. La aceste ecuații dinamice se adaugă funcțiile de transmitere ale amplificatorului de turație și caracteristicile mecanice ale generatorului electric și rotoarelor eoliene. Sistemul de ecuații astfel obținut permite stabilirea analitică a ecuațiilor de mișcare ale sistemului eolian, descrise prin ecuații diferențiale neomogene de ordinul 2;
- Decelarea unei strategii de pornire a sistemelor eoliene diferențiale contrarotative : obiectiv justificat de studii și simulări numerice care au relevat o problemă critică privind incertitudinea punerii în funcționare, cu pornire din repaus, a sistemelor diferențiale cu două rotoare;
- Identificarea comportamentului dinamic pentru toate situațiile funcționale ale sistemului eolian reglabil, prin simularea numerică a modelului dinamic analitic obținut, în softul MATLAB-Simulink, în regim de pornire și de funcționare staționară. Aceste rezultate permit evidențierea variației în timp a parametrilor cinematici (viteze și accelerații unghiulare), a momentelor și puterilor pentru arborii sistemului eolian, atât în regim tranzitoriu, cât și în regim staționar;
- Identificarea comparativă a performanțelor dinamice ale sistemului eolian reglabil în cele șase situații funcționale, pe baza rezultatelor numerice obținute prin simularea modelului teoretic;
- *Elaborarea unor direcții viitoare de cercetare*, cu referire la sistemul eolian complex cu ax vertical, prin extinderea obiectivelor rezolvate în cazul sistemului eolian reglabil cu ax orizontal.

Teza de abilitare

2. Modelarea dinamică generalizată a sistemelor eoliene contrarotative

Cele două sisteme eoliene reglabile, prezentate în Cap. 1 (-cu ax orizontal, fig. 1.2 și -cu ax vertical, fig. 1.3), fac parte din aceeași familie având ca reprezentant generic un sistem eolian bimobil cu trei rotoare și generator contrarotativ. Algoritmul de modelare dinamică prin metoda Newton-Euler (N-E) a acestui sistem generic este prezentat în fig. 2.1: setul de ecuații cinematice și dinamice specifice acestuia, împreună cu ecuațiile de mișcare derivate reprezintă baza de modelare a oricărui sistem eolian din familie, indiferent de complexitatea lui (cu 1, 2 sau 3 rotoare eoliene, cu generator tradițional sau contrarotativ, cu amplificator monomobil sau bimobil). Astfel, modelul dinamic al unui anumit tip de sistem eolian se obține prin particularizarea modelului generalizat, considerând și ecuațiile restricțiilor specifice fiecărei structuri.

Modelarea dinamică generalizată are ca etapă preliminară descompunerea structurii generice în următoarele subsisteme (fig. 2.1):

- trei surse motoare (R1, R2, R3), generatoare ale puterilor mecanice de intrare;
- amplificatorul de turație planetar bimobil, cu trei intrări și două ieșiri;
- generatorul contrarotativ, care preia puterile mecanice de ieșire din amplificator prin cele două componente mobile ale acestuia (rotorul RG și statorul SG). Generatorul electric se caracterizează printr-o formă particulară a caracteristicilor mecanice: $T_G = T_G (\omega_G)$, în $T_G = T_{RG}$ și $\omega_G = \omega_{RG} - \omega_{SG}$, la care se adaugă condiția de autoechilibrare a momentelor în generator: $T_{SG} = - T_{RG}$.

Sursele motoare și generatorul electric au asociate caracteristici mecanice specifice (în total 5 ecuații), iar amplificatorul de turație furnizează alte 5 ecuații (3 funcții de transmitere a mișcărilor și 2 funcții de transmitere a momentelor), v. fig. 2.1. Ecuațiile momentelor sunt descrise în condiții dinamice (considerând momentele mecanice de inerție axiale), prin metoda Newton-Euler, pentru fiecare arbore al transmisiei. Sistemul determinat de 10 ecuații cinematice și dinamice permite stabilirea a M = 2 ecuații de mișcare, exprimate ca ecuații diferențiale de ordinul II în funcție de parametrii de stare (viteze și accelerații unghiulare) ai celor M = 2 mișcări independente. Soluția ecuațiilor de mișcare este reprezentată de variația în timp a

58

mișcărilor independente, pe baza cărora se calculează toți ceilalți parametri cinematici, precum și momentele în regim tranzitoriu. După intrarea sistemului în regim staționar se stabilește punctul de funcționare (ω_{if} , T_{if}) și circulația de putere (P_{if}), considerând fiecare arbore j al sistemului, precum și randamentul transmisiei (η).



Fig. 2.1. *Schema logică a algoritmului de modelare dinamică a unui sistem eolian cu structură* generală cu trei intrări și două ieșiri.

Particularizând amplificatorul de turație (A) printr-o transmisie planetară, sistemul generic asociat sistemului eolian reglabil cu ax orizontal (v. fig. 1.2) este reprezentat în fig. 2.2 (denumit Var. 0). Acest sistem reglabil include o sursă motoare permanentă (rotorul eolian R1) și un efector permanent (rotorul generatorului RG), celelalte trei legături exterioare ale sistemului generic fiind particularizate prin intermediul a trei cuplaje (C1, C2, C3), care permit cuplarea sau decuplarea rotorului R2, a statorului SG și respectiv a elementului 1 la bază.

Precizare: înlocuirea sursei motoare R3 prin cuplajul C1 determină modificarea acestei intrări într-o legătură interioară prin care nu circulă puterea mecanică (moment nul sau viteză unghiulară nulă).



Fig. 2.2. *Sistemul eolian generic (Var. 0) al familiei de sisteme derivate din sistemul reglabil cu ax orizontal.*

Cuplajele C1...C3 au câte două stări funcționale, ceea ce conduce la opt variante posibile de particularizare a structurii generale, conform tab. 2.1. Dintre acestea, numai șase variante (V1...V6) sunt funcționale, celelalte două (V7 și V8) sunt eliminate, fiind neviabile din punct de vedere mecanic.

În modelarea dinamică a variantei generice VO, se consideră următoarele *premise:*

- braţul port-sateliţi H şi roţile centrale 1, 2 şi 3 din transmisia planetară au masele amplasate pe arborii exteriori aferenţi acestor elemente; ca urmare, pentru mecanismul planetar rămân valabile funcţiile de transmitere în condiţii statice;
- 2) pierderile prin frecare sunt luate în considerare prin intermediul randamentului interior al mecanismului planetar, în premisa neglijării frecărilor de rostogolire din cuplele de rotație.

Varianta	Stare cuplaj			Darticularități		
	C1	C2	С3	Particularitați		
V1	0	2	2	M = 2, L = 4, intrări: R1 și R2, ieșiri: RG și SG, T _{R3} = 0, $\omega_{R3} \neq 0$		
V2	0	2	1	M = 2, L = 3, intrări: R1 și R2, ieșiri: RG, T _{R3} = 0, $\omega_{R3} \neq 0$		
V3	1	2	2	M = 1, L = 4, intrări: R1 și R2, ieșiri: RG și SG, T _{R3} ≠ 0, ω _{R3} = 0		
V4	1	2	1	M = 1, L = 3, intrări: R1 și R2, ieșiri: RG, T _{R3} ≠ 0, ω _{R3} = 0		
V5	1	0	2	M = 1, L = 3, intrări: R1, ieșiri: RG și SG, T _{R3} \neq 0, ω_{R3} = 0		
V6	1	0	1	M = 1, L = 2, intrări: R1, ieșiri: RG, T _{R3} ≠ 0, ω _{R3} = 0		
V7	0	0	2	M = 2, L = 3, intrări: R1, ieșiri: RG și SG, T _{R3} = 0, $\omega_{R3} \neq 0$		
				<i>Variantă neviabilă:</i> M = 2, L = 3, T _{sG} /T _{RG} ≠ -1 !		
V8	0	0	1	M = 2, L = 2, intrări: R1, ieșiri: RG, T_{R3} = 0, $\omega_{R3} \neq 0$		
				<i>Variantă neviabilă:</i> M = 2, L = 2, M = L !		
Cuplajul este: Cj = 0 => decuplat, Cj = 1 => cuplat la bază, Cj = 2 => cuplat la un element						
mobil, j = 13.						

Modelul dinamic generalizat permite, prin particularizare, stabilirea modelelor dinamice pentru cele șase variante reprezentative de sisteme eoliene funcționale, de tip:

- diferențial cu două intrări și două ieșiri (tab. 2.2 var. V1);
- diferențial cu două intrări și o ieșire (tab. 2.2 var. V2);
- monomobil cu două intrări și două ieșiri (tab. 2.2 var. V3);
- monomobil cu două intrări și o ieșire (tab. 2.2 var. V4);
- monomobil cu o intrare și două ieșiri (tab. 2.2 var. V5);
- monomobil cu o intrare și o ieșire (tab. 2.2 var. V6).



Tab. 2.2. Variantele funcționale derivate din sistemul eolian reglabil VO (fig. 2.2).



În continuare, se formulează problema modelării dinamice a sistemului eolian generic (VO) și sunt explicitate cele șase variante (V1...V6) derivate prin particularizări adecvate ale stării cuplajelor și implicit ale modelării dinamice.

Cuplajele Cj (de tip simplu sau dublu), utilizate pentru modificarea configurației sistemului eolian reglabil în cele șase variante, sunt modelate analitic prin corelațiile sistematizate în tab. 2.3.

Ecuații de momente	-T _{aj}	$C \xrightarrow{-T_{bj}} T_{bi}$	$T_{cj} \xrightarrow{-T_{ci}} T_{ci}$
Chaus	T _{aj} +	$T_{bj} = 0$	$T_{aj} + T_{bj} + T_{cj} = 0$
cuplai (i, i = 1,2,3	C1:	C2:	С3:
	a1≡01;b1≡B1	a2≡R; b2≡2R	a3≡2S;b3≡S;c3≡BS
Cj = 0	$T_{01} = T_{B1} = 0$	$T_{R} = T_{2R} = 0$	$T_{2S} = T_{S} = T_{BS} = 0$
(decuplat)	ω ₀₁ ≠0	$\omega_{\rm R} \neq \omega_{\rm 2R}$	$\omega_{2S} \neq \omega_{S}$
Ci – 1 (cuplat cu baza)	$T_{01} + T_{B1} = 0$	_	$T_{s} + T_{Bs} = 0$, $T_{2s} = 0$
	$\omega_{01} = 0$		$\omega_{s} = 0$, $\omega_{2s} = \omega_{2}$
Cj = 2 (cuplat cu un	_	$T_{R} + T_{2R} = 0$	$T_{2S} + T_{S} = 0$, $T_{BS} = 0$
element mobil)		$\omega_{\rm R} = \omega_{\rm 2R} = \omega_{\rm 2}$	$\omega_{\rm S} = \omega_{\rm 2S} = \omega_{\rm 2}$
	$\begin{array}{c} C1 \\ \hline \hline \\ \hline \\ \hline \\ \hline \\ \hline \\ \hline \\ \\ \hline \\ \\ \hline \\ \\ \\ \hline \\ \\ \\ \\ \hline \\$, ,	
	▶		
►	$\begin{array}{c} C3 \\ (\omega_{R} & \omega_{2R} \\ T_{R} & T_{2R} \end{array}$		35

Tab. 2.3. Ecuații de stare ale cuplajelor Cj.

2.1. Algoritmizarea modelării dinamice a sistemului eolian cu structură generală

În urma izolării componentelor sistemului eolian, conform abordării din fig. 2.1, se obțin schemele de calcul din fig. 2.3, însoțite de ecuațiile mișcărilor și momentelor aferente. În algoritmizarea modelării dinamice sunt considerate următoare notații și precizări:

- arborele 1 (fig. 2.3b) are două situații de funcționare: *fixat la bază* (C1 = 1 și implicit: $\omega_1 = 0$ și $\varepsilon_1 = 0$) și *liber*, cu mișcare în gol (C1 = 0 și implicit: $T_{01} = 0$);
- arborii H şi 3 sunt elemente comune tuturor celor şase variante, având schemele ilustrate
 în fig. 2.3c şi, respectiv, în fig. 2.3d.
- arborele de ieșire 2 se poate regăsi în patru situații distincte de funcționare (în funcție de stările cuplajelor C2 și C3), ilustrate în fig. 2.3e, f, g și h; acestea diferă între ele prin valoarea *momentului mecanic de inerție axial*, după cum urmează (v. și tab. 2.2):
 - în fig. 2.3e, aferentă variantei V6: J_{2A} = J_{z2}, în care prin J_{z2} s-a notat momentul mecanic de inerție axial al roții centrale 2 (fără rotorul R2 și fără statorul SG);
 - în fig. 2.3f (V5): $J_{2B} = J_{z2} + J_{SG}$, în care prin J_{SG} s-a notat momentul mecanic de inerție axial al statorului SG;
 - în fig. 2.3g (V2 și V4): J_{2C} = J_{z2} + J_{R2}, în care J_{R2} reprezintă momentul mecanic de inerție axial al rotorului eolian R2;
 - în fig. 2.3h (V1 și V3): $J_{2D} = J_{z2} + J_{R2} + J_{SG}$.

Cu aceste precizări, algoritmului de modelare dinamică cuprinde următoarele etape:

- Pentru mecanismul planetar, *izolat din sistemul eolian* (fig. 2.3a), se scriu funcțiile de transmitere pentru *viteze* și *momente*, considerând elementele mobile *fără mase inerțiale* (masele acestora fiind amplasate pe arborii exteriori aferenți).
- II. Pentru arborii de intrare și de ieșire ai sistemului eolian (ale căror mase includ și efectele inerțiale aferente elementelor mobile din mecanismul planetar, ale rotoarelor eoliene și ale componentelor generatorului electric), sunt precizate *momentele mecanice de inerție axiale* și ecuațiile dinamice de tip N-E aferente (fig. 2.3b,...,h).
- III. Pentru elaborarea *modelului dinamic generalizat VO*, se asamblează funcțiile de transmitere pentru viteze, accelerații și momente (din etapa I) cu ecuațiile dinamice N-E

ale arborilor izolați (din etapa II) și cu ecuațiile caracteristicilor mecanice aferente rotoarelor eoliene și generatorului electric, cu precizarea particularităților aferente fiecăreia dintre cele șase variante V1,...,V6 (tab. 2.3).



Fig. 2.3. Scheme de calcul și ecuațiile aferente componentelor izolate din sistemul eolian: a) amplificatorul de turație fără mase inerțiale; b) roata centrală 1; c) elementul H echipat cu rotorul R1 și roțile-satelit 4-5; d) roata centrală 3 cu rotorul RG; e) roata centrală 2; f) roata centrală 2 cu statorul SG; g) roata centrală 2 cu rotorul R2; h) roata centrală 2 cu statorul SG și cu rotorul R2.

- IV. Sistemul de ecuații obținut în etapa III permite formularea ecuației (pentru M = 1) / ecuațiilor (pentru M = 2) de mișcare ale sistemului eolian. Prin rezolvarea numerică a ecuației / ecuațiilor de mișcare se obțin variațiile temporale ale mișcărilor (accelerații, viteze și deplasări unghiulare) și ale momentelor aferente tuturor arborilor sistemului eolian.
- V. După parcurgerea regimului tranzitoriu (caracterizat prin timpul de pornire), sistemul intră în regim staționar (momentele și vitezele devin constante, implicit accelerațiile se anulează); în aceasta etapă se determină punctul de funcționare al sistemului eolian în funcționare staționară și implicit randamentul amplificatorului de turație planetar.

2.2. Ecuațiile modelului dinamic generalizat

Pentru *cazul general VO* (fig. 2.2), caracterizat prin valorile de stare ale cuplajelor C1 = 0, C2 = 2 și C3 = 2, se descriu ecuațiile modelului dinamic generalizat și apoi, prin particularizare, submodelele dinamice corespunzătoare celor șase variante ilustrate în tab. 2.2:



Fig. 2.4. Schema bloc generală a sistemului eolian reglabil.

 Din fig. 2.3a și fig. 2.4, se desprind următoarele corelații caracteristice UP1 (1-H-4-5-3) și UP2 (2-H-5-3):

$$UP1: \begin{cases} \omega_{3} - \omega_{1}i_{01} - \omega_{H}(1 - i_{01}) = 0 \\ T_{1} + T_{31}i_{01}\eta_{01}^{x} = 0 \\ T_{1} + T_{31} + T_{H1} = 0 \end{cases}, \quad UP2: \begin{cases} \omega_{3} - \omega_{2}i_{02} - \omega_{H}(1 - i_{02}) = 0 \\ T_{22} + T_{32}i_{02}\eta_{02}^{w} = 0 \\ T_{22} + T_{32}i_{02} + T_{H2} = 0 \end{cases}.$$
(2.1)

• Conform fig. 2.3b și 2.4, pentru arborele 1 rezultă corelațiile:

$$-T_{01} - T_{1} = J_{1} \varepsilon_{1}, \quad \omega_{01} = \omega_{1}, \tag{2.2}$$

la care se atașeză ecuația aferentă cuplajului C1:

$$T_{01} + T_{B1} = 0,$$
 (2.3)

$$C1 = 0 \Rightarrow \omega_1 \neq 0, T_{01} = 0, \omega_{B1} = 0, T_{B1} = 0,$$

 $C1 = 1 \Rightarrow \omega_1 = 0, T_{01} \neq 0, \omega_{01} = \omega_{B1} = 0.$

 Din fig. 2.3c și 2.4 decurg următoarele corelații pentru rotorul eolian R1 (împreună cu elementul suport axe H):

$$\begin{cases} \omega_{R1} = \omega_{H} \\ T_{R1} - (T_{H1} + T_{H2}) = J_{H} \varepsilon_{H} \end{cases}$$
(2.4)

 Conform fig. 2.3d și 2.4, corelațiile aferente rotorului RG (împreună cu roata dințată 3) sunt:

$$\begin{cases} \omega_3 = \omega_{RG} \\ T_{RG} - (T_{31} + T_{32}) = J_3 \varepsilon_3 \end{cases}$$
(2.5)

 Din fig. 2.3e...h și 2.4 decurg următoarele corelații pentru subansamblul format prin cuplarea roții dințate 2 cu rotorul eolian R2 (cu ajutorul cuplajului C2) și/sau cu statorul SG (prin cuplajul C3):

$$-T_{2R} - T_{22} - T_{2S} = J_{2K} \varepsilon_2, \ \omega_{2R} = \omega_{2S} = \omega_2, \ K = A, B, C, D$$
 (2.6)

în care se consideră stările cuplajelor C2 și C3 corespunzatoare celor patru cazuri particulare, caracterizate prin următoarele relații ale vitezelor și momentelor aferente:

• Conform fig. 2.4, corelația de momente pentru cuplajul C3 are expresia:

$$T_{2S} + T_S + T_{BS} = 0$$
, (2.7)

la care se atașează egalitățile acestuia pentru cele trei stări particulare:

$$C3 = 0 \Rightarrow T_{2S} = T_{S} = T_{BS} = 0, \ \omega_{2S} \neq \omega_{S} \neq \omega_{BS} = 0,$$

$$C3 = 1 \Rightarrow \omega_{SG} = 0, \ T_{2S} = 0, \ T_{S} = -T_{BS} \neq 0, \ \omega_{2S} \neq \omega_{S} = \omega_{BS} = 0,$$

$$C3 = 2 \Rightarrow \omega_{SG} = \omega_{2}, \ T_{BS} = 0, \ T_{2S} = -T_{S} \neq 0, \ \omega_{2S} = \omega_{S} \neq \omega_{BS} = 0.$$

• Din fig. 2.4 reiese următoarea corelație pentru cuplajul C2:

$$T_{\rm R} + T_{\rm 2R} = 0$$
, (2.8)

la care se atașeză egalitățile specifice celor două stări particulare:

$$C2 = 0 \implies T_{2R} = 0, \ \omega_R \neq \omega_{2R},$$

$$C2 = 2 \implies \omega_{R2} = \omega_2, T_{2R} = -T_R \neq 0, \ \omega_R = \omega_{2R}.$$

 Din fig. 2.4, pentru arborii aferenți rotorului R2 și respectiv statorului SG decurg următoarele corelații:

$$T_{R2} - T_{R} = 0$$
, $\omega_{R2} = \omega_{R}$, (2.9)

$$-T_{s} + T_{sg} = 0$$
, $\omega_{s} = \omega_{sg}$, (2.10)

iar pentru legăturile exterioare ale amplificatorului de turație (fig. 2.4) se pot scrie următoarele relații:

$$\begin{cases} \left(\omega_{R1}T_{R1} + \omega_{R2}T_{R2}\right)\eta + \omega_{RG}T_{RG} + \omega_{SG}T_{SG} = 0 \\ T_1 + T_{31} + T_{H1} + T_{22} + T_{32} + T_{H2} = 0 \end{cases}$$
(2.11)

Modelul dinamic devine complet determinat prin adăugarea ecuațiilor caracteristicilor mecanice ale rotoarelor eoliene și generatorului electric:

$$\begin{cases} T_{R1} = T_{R1} (\omega_{R1}) \\ T_{R2} = T_{R2} (\omega_{R2}) \\ T_{G} = T_{G} (\omega_{G}) \\ T_{SG} = -T_{RG} \end{cases}$$
(2.12)

în care

$$\omega_{\rm g} = \omega_{\rm RG} - \omega_{\rm SG}, \ T_{\rm g} = T_{\rm RG}. \tag{2.13}$$

2.3. Ecuațiile de mișcare pentru cazul general și variantele acestuia

Cele șase variante generate din *cazul general VO* prin combinarea stărilor aferente celor trei cuplaje (C1, C2 și C3, fig. 2.4), sunt caracterizate prin următoarele particularități:

- Varianta V1: C1 = 0, C2 = 2, C3 = 2 ($\omega_2 = \omega_{SG}, \omega_{R2} = \omega_2, T_{O1} = 0, T_{BS} = 0$);
- Varianta V2: C1 = 0, C2 = 2, C3 = 1 ($\omega_{SG} = 0$, $\omega_{R2} = \omega_2$, $T_{01} = 0$, $T_{2S} = 0$);
- Varianta V3: C1 = 1, C2 = 2, C3 = 2 ($\omega_1 = 0$, $\omega_2 = \omega_{SG}$, $\omega_{R2} = \omega_2$, $T_{BS} = 0$);
- Varianta V4: C1 = 1, C2 = 2, C3 = 1 ($\omega_1 = 0, \omega_{SG} = 0, \omega_{R2} = \omega_2, T_{2S} = 0$);
- Varianta V5: C1 = 1, C2 = 0, C3 = 2 ($\omega_1 = 0$, $\omega_{SG} = \omega_2$, $T_{BS} = 0$, $T_{2R} = 0$);
- Varianta V6: C1 = 1, C2 = 0, C3 = 1 ($\omega_1 = 0$, $\omega_{SG} = 0$, $T_{2S} = 0$, $T_{2R} = 0$).

Pe baza ecuațiilor modelului dinamic generalizat au fost stabilite principalele corelații pentru mișcări și momente, precum și ecuațiile de mișcare pentru cazul general VO (tab. 2.4).

Pe baza acestora, modelele dinamice particularizate și ecuațiile de mișcare derivate pentru variantele V1...V6 sunt sistematizate în tab. 2.5.

Tab. 2.4. *Ecuațiile modelului dinamic și ecuațiile de mișcare pentru cazul general VO*.

Ecuații cinematice						
$\omega_{3} - \omega_{2}i_{02} - \omega_{H}(1 - i_{02}) = 0; \ \varepsilon_{3} - \varepsilon_{2}i_{02} - \varepsilon_{H}(1 - i_{02}) = 0;$						
$\omega_{3} - \omega_{1} \dot{i}_{01} - \omega_{H} (1 - \dot{i}_{01}) = 0; \epsilon_{3} - \epsilon_{1} \dot{i}_{01} - \epsilon_{H} (1 - \dot{i}_{01}) = 0;$						
$\omega_{RG} = \omega_3; \ \omega_{R1} = \omega_H; \ \omega_{R2} = \omega_2; \ \varepsilon_{RG} = \varepsilon_3; \ \varepsilon_{R1} = \varepsilon_H; \ \varepsilon_{R2} = \varepsilon_2.$						
• Soluțiile sistemului de ecuații cinematice în funcție de mișcările independente ale						
• arborilor H și 2						
$\omega_{1} = \omega_{H} \frac{i_{01} - i_{02}}{i_{01}} + \omega_{2} \frac{i_{02}}{i_{01}}; \ \varepsilon_{1} = \varepsilon_{H} \frac{i_{01} - i_{02}}{i_{01}} + \varepsilon_{2} \frac{i_{02}}{i_{01}};$						
$ω_{3} = ω_{H}(1-i_{02}) + ω_{2}i_{02}; ε_{3} = ε_{H}(1-i_{02}) + ε_{2}i_{02}.$						
și implicit de mișcările rotoarelor eoliene (R1=H și R2=2):						
$\omega_{RG} = \omega_{R1} (1 - i_{02}) + \omega_{R2} i_{02}; \epsilon_{RG} = \epsilon_{R1} (1 - i_{02}) + \epsilon_{R2} i_{02};$						
$\omega_{SG} = \omega_{R2}; \ \varepsilon_{SG} = \varepsilon_{R2};$						
$\omega_{1} = \omega_{R1} \frac{i_{01} - i_{02}}{i_{01}} + \omega_{R2} \frac{i_{02}}{i_{01}}; \ \varepsilon_{1} = \varepsilon_{R1} \frac{i_{01} - i_{02}}{i_{01}} + \varepsilon_{R2} \frac{i_{02}}{i_{01}}.$						
Ecuații statice și dinamice						
$J_1 \varepsilon_1 = -T_{01} - T_1; \ T_1 + T_{31} i_{01} \eta_{01}^x = 0; \ T_1 + T_{31} + T_{H1} = 0;$						
$J_{3}\epsilon_{3} = T_{RG} - T_{31} - T_{32}; \ T_{22} + T_{32}i_{02}\eta_{02}^{w} = 0; \ T_{22} + T_{32} + T_{H2} = 0;$						
$J_{H}\epsilon_{H} = T_{R1} - T_{H1} - T_{H2};$						
$J_{2K}\epsilon_2 = -T_{2R} - T_{22} - T_{25}$, K=A,B,C,D.						
• Soluțiile sistemului de ecuații dinamice în funcție de mișcările independente ale						
arborilor H și 2						
$$\begin{split} T_{1} = -T_{01} - J_{1}\epsilon_{1}; \ T_{31} = \frac{T_{01} + J_{1}\epsilon_{1}}{i_{01}\eta_{01}^{x}}; \ T_{32} = T_{RG} - J_{3}\epsilon_{3} - \frac{T_{01} + J_{1}\epsilon_{1}}{i_{01}\eta_{01}^{x}}; \\ T_{22} = i_{02}\eta_{02}^{w} \left(J_{3}\epsilon_{3} - T_{RG} + \frac{J_{1}\epsilon_{1} + T_{01}}{i_{01}\eta_{01}^{x}}\right); \\ T_{H1} = \left(J_{1}\epsilon_{1} + T_{01}\right) \left(1 - \frac{1}{i_{01}\eta_{01}^{x}}\right); \ T_{H2} = \left(T_{RG} - J_{3}\epsilon_{3}\right) \left(i_{02}\eta_{02}^{w} - 1\right) - \left(T_{01} + J_{1}\epsilon_{1}\right) \left(\frac{i_{02}\eta_{02}^{w} - 1}{i_{01}\eta_{01}^{x}}\right). \\ \end{split}$$

$$\begin{aligned} M = 2 \text{ ecuații de mișcare, în funcție de mișcările independente ale arborilor H și 2: \\ \epsilon_{H} \left[J_{H} - J_{1}\frac{i_{01} - i_{02}}{i_{01}}\left(\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}}{i_{01}\eta_{01}^{x}} - 1\right) + J_{3}\left(i_{02} - 1\right)\left(i_{02}\eta_{02}^{w} - 1\right)\right] - \epsilon_{2} \left[J_{1}\frac{i_{02}}{i_{01}}\left(\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}}{i_{01}\eta_{01}^{x}} - 1\right) + J_{3}i_{02}\left(i_{02}\eta_{02}^{w} - 1\right)\right] = \\ = T_{R1} - T_{RG}\left(i_{02}\eta_{02}^{w} - 1\right) + T_{01}\left(\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}}{i_{01}\eta_{01}^{x}} - 1\right); \\ \epsilon_{H} \left[J_{1}\frac{i_{01} - i_{02}}{i_{01}}\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}}{i_{01}\eta_{01}^{x}} - J_{3}\left(i_{02} - 1\right)i_{02}\eta_{02}^{w}\right] + \epsilon_{2}\left(J_{1}\frac{i_{02}}{i_{01}\eta_{01}^{x}} + J_{2K} + J_{3}i_{02}i_{02}\eta_{02}^{w}\right) = \\ = -T_{2R} - T_{2S} + T_{RG}i_{02}\eta_{02}^{w} - T_{01}\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}}{i_{01}\eta_{01}^{w}}, K = A, B, C, D. \end{aligned}$$

$$\begin{split} \epsilon_{2} &= \epsilon_{1} \frac{i_{01}}{i_{02}} + \epsilon_{H} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}}; \\ \epsilon_{H} \Big[J_{H} + J_{3} \Big(i_{01} - 1 \Big) \Big(i_{02} \eta_{02}^{w} - 1 \Big) \Big] - \epsilon_{1} \Bigg[J_{1} \Bigg(\frac{i_{02} \eta_{02}^{w}}{i_{01} \eta_{01}^{x}} - 1 \Bigg) + J_{3} i_{01} \Big(i_{02} \eta_{02}^{w} - 1 \Big) \Bigg] = \\ &= T_{R1} - T_{RG} \Big(i_{02} \eta_{02}^{w} - 1 \Big) + T_{01} \Bigg(\frac{i_{02} \eta_{02}^{w}}{i_{01} \eta_{01}^{x}} - 1 \Bigg); \\ \epsilon_{H} \Bigg[J_{2K} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} - J_{3} \Big(i_{01} - 1 \Big) i_{02} \eta_{02}^{w} \Bigg] + \epsilon_{1} \Bigg(J_{1} \frac{i_{02} \eta_{02}^{w}}{i_{01} \eta_{01}^{x}} + J_{2K} \frac{i_{01}}{i_{02}} + J_{3} i_{01} i_{02} \eta_{02}^{w} \Bigg) = \\ &= -T_{2R} - T_{2S} + T_{RG} i_{02} \eta_{02}^{w} - T_{01} \frac{i_{02} \eta_{02}^{w}}{i_{01} \eta_{01}^{x}}, K = A, B, C, D. \end{split}$$

Pentru variantele monomobile (M = 1) există o singură ecuație de mișcare, obținută din cazul general VO prin particularizarea 1=0 ($\epsilon_1 = 0, T_{01} \neq 0$): $T_{01} = -\epsilon_{H} \left[J_{2K} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - J_{3} i_{01} \eta_{01}^{x} (i_{01} - 1) \right] - \epsilon_{1} \left(J_{2K} \left(\frac{i_{01}}{i_{02}} \right)^{2} + J_{3} i_{01}^{2} \eta_{01}^{x} + J_{1} \right) - T_{2R} \frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - T_{2S} \frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} + T_{RG} i_{01} \eta_{01}^{x};$

$$\begin{split} & \epsilon_{H} \Bigg[J_{H} - J_{2K} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \Bigg(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1 \Bigg) + J_{3} (i_{01} - 1) (i_{01} \eta_{01}^{x} - 1) \Bigg] - \epsilon_{1} \Bigg(J_{2K} \frac{i_{01}}{i_{02}} \Bigg(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1 \Bigg) + J_{3} i_{01} (i_{01} \eta_{01}^{x} - 1) \Bigg] = \\ & = T_{R1} - T_{RG} \Big(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1 \Big) + T_{2R} \Bigg(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1 \Bigg) + T_{2S} \Bigg(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1 \Bigg), \\ & \mathcal{K} = \mathcal{A}, \mathcal{B}, \mathcal{C}, \mathcal{D}. \end{split}$$

Tab. 2.5. Ecuațiile modelului dinamic și ecuațiile de mișcare pentru cele șase variante derivate.



$$\begin{split} & \omega_{1}=0\,;\,\,\omega_{1}=0\,;\,\,\omega_{2}=\omega_{56}=\omega_{R2}\,;\,\,\varepsilon_{2}=\varepsilon_{56}=\varepsilon_{R2}\,;\,\,\omega_{3}=\omega_{R6}\,;\,\,\varepsilon_{3}=\varepsilon_{R6}\,;\,\,\omega_{R1}=\omega_{H1}\,;\,\,\varepsilon_{R1}=\varepsilon_{H1}\,;\\ & \omega_{3}=\omega_{H}\left(1-i_{01}\right)\,;\,\varepsilon_{3}=\varepsilon_{H}\left(1-i_{01}\right)\,;\,\,\omega_{2}=\omega_{H1}\frac{i_{02}-i_{01}}{i_{02}}\,;\,\,\varepsilon_{2}=\varepsilon_{H1}\frac{i_{02}-i_{01}}{i_{02}}\,;\,\,\omega_{56}=\omega_{R2}\,;\,\,\varepsilon_{56}=\varepsilon_{R2}\,.\\ & \text{soluții dinamice derivate din cazul general V0 prin particularizarea 1 = 0:}\\ & T_{B5}=0,\,\,T_{2R}=-T_{R2}\,;\,\,T_{25}=-T_{56}\,;\,\kappa=0\,\,(C1=1\,,\,C2=2,\,C3=2);\\ & T_{1}=-T_{01}\,;\,\,T_{31}=T_{01}\frac{1}{i_{01}}\frac{1}{n_{01}}\,;\,\,T_{32}=T_{R6}-J_{3}\varepsilon_{3}-T_{01}\frac{1}{i_{01}}\frac{1}{n_{01}}\,;\,\,T_{22}=-T_{R6}i_{02}\eta_{02}^{w}+J_{3}\varepsilon_{3}i_{02}\eta_{02}^{w}+T_{01}\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}}{i_{02}\eta_{01}^{w}}\,,\\ & T_{1}=-T_{01}\left(\frac{1}{i_{01}}\eta_{01}^{w},\,T_{32}\,;\,T_{22}=T_{R6}-J_{3}\varepsilon_{3}-T_{01}\frac{1}{i_{01}}\eta_{01}^{w}\,;\,T_{22}=-T_{R6}i_{02}\eta_{02}^{w}-1\right)-T_{01}\left(\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}-1}{i_{01}\eta_{01}^{w}}\,,\\ & T_{1}=-T_{01}\left(\frac{1}{i_{01}}\eta_{01}^{w},\,T_{32}\,;\,T_{22}=T_{R6}-J_{3}\varepsilon_{3},\,T_{01}\frac{1}{i_{01}}\eta_{01}^{w}\,;\,T_{22}=-T_{R6}i_{02}\eta_{02}^{w}-1\right)-T_{01}\left(\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}-1}{i_{01}\eta_{01}^{w}}\,,\\ & T_{01}=-\varepsilon_{H}\left[J_{22}\frac{i_{02}-i_{01}}{i_{02}}\frac{i_{01}\eta_{01}^{w}}{i_{02}}-J_{01}J_{01}\eta_{01}^{w}(i_{01}-1)\right]+T_{R2}\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}}{i_{02}}\eta_{02}^{w}-T_{R6}i_{01}\eta_{01}^{w}\left(\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}+1}{i_{02}\eta_{02}^{w}}\,,\\ & Ecuația de mișcare\\ & \varepsilon_{H}\left[J_{H}-J_{20}\frac{i_{02}-i_{01}}{i_{02}}\frac{(i_{01}\eta_{01}^{w}}{i_{02}}-1\right]-T_{R6}i_{01}\eta_{01}^{w}\left(\frac{i_{02}\eta_{02}^{w}-1}{i_{02}\eta_{02}^{w}}\,,\\ & Varianta V4:M=1,L=3\\ & Soluții cinematice derivate din cazul general V0 prin particularizările 1 = 0\,\,\text{si}\,SG=0:\\ & \omega_{1}=0\,;\,\,\varepsilon_{1}=0\,;\,\,\omega_{3G}=0\,;\,\,\varepsilon_{3G}=0\,;\,\,\omega_{R2}=\omega_{2}\,;\,\,\varepsilon_{R2}=\varepsilon_{2}\,;\,\,\omega_{3}=\omega_{RG}\,;\,\,\varepsilon_{3}=\varepsilon_{RG}\,;\,\,\omega_{R1}=\omega_{H}\,;\,\,\varepsilon_{R1}=\varepsilon_{H}\,;\\ & \omega_{3}=\omega_{H}\left(1-i_{01}\right),\varepsilon_{3}=\varepsilon_{H}\left(1-i_{01}\right),\,\,\omega_{2}=\omega_{H}\frac{i_{02}-i_{01}}{i_{02}}\,;\,\,\varepsilon_{2}=\varepsilon_{H}\frac{i_{02}-i_{01}}{i_{02}}\,;\\ & \omega_{3}=\omega_{1}\left(1-i_{01}\right),\varepsilon_{3}=\varepsilon_{1}=0\,;\,\,\omega_{2}=0\,;\,\,\varepsilon_{1}=0\,;\,\,\omega_{2}=0\,;\,\,\varepsilon_{1}=0\,;\,\,\omega_{2}=0\,;\,\,\varepsilon_{1}=0\,;\,\,\omega_{2}=0\,;\,\,\varepsilon_{2}=0\,;\,\,\varepsilon_{2}=0\,;\,\,\varepsilon_{2}=0\,;\,\,\varepsilon_{2}=0\,;\,\,\varepsilon_{2}=0\,;\,\,\varepsilon_{2}=0\,;\,\,\varepsilon_{2}=$$

• Soluții dinamice derivate din cazul general V0 prin particularizările 1 = 0 și SG = 0:

$$T_{25} = 0; \ T_{2R} = -T_{R2}; K = C (C1 = 1, C2 = 2, C3 = 1);$$

$$T_{01} = -\varepsilon_{H} \left[J_{2c} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02}} - J_{3}i_{01}\eta_{01}^{x}(i_{01} - 1) \right] + T_{R2} \frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{x}} + T_{R0}i_{01}\eta_{01}^{x}.$$
• Ecuația de mișcare

$$\varepsilon_{R1} \left[J_{41} - J_{2c} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{x}} - 1 \right) + J_{3}(i_{01} - 1)(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1) \right] = T_{R1} + T_{R2} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{x}} - 1 \right) - T_{RG}(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1).$$
• Ecuația de mișcare

$$\varepsilon_{R1} \left[J_{41} - J_{2c} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{x}} - 1 \right) + J_{3}(i_{01} - 1)(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1) \right] = T_{R1} + T_{R2} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{x}} - 1 \right) - T_{RG}(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1).$$
• Soluții cinematice derivate din cazul general V0 prin particularizările 1 = 0 și
eliminarea rotorului R2:

$$\omega_{1} = 0; \ \varepsilon_{1} = 0; \ \omega_{3G} = \omega_{2}; \ \varepsilon_{5G} = \varepsilon_{2}; \ \omega_{R2} = 0; \ \varepsilon_{R2} = 0; \ \omega_{3} = \omega_{RG}; \ \varepsilon_{3} = \varepsilon_{RG}; \ \omega_{R1} = \omega_{H}; \ \varepsilon_{R1} = \varepsilon_{H};$$

$$\omega_{3} = \omega_{H}(1 - i_{01}); \ \varepsilon_{RG} = \varepsilon_{R1}(1 - i_{01}); \ \omega_{2} = \omega_{H} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}}; \ \varepsilon_{2} = \varepsilon_{H} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}}.$$
• Soluții dinamice derivate din cazul general V0 prin particularizările 1 = 0 și eliminarea rotorului R2:

$$T_{B5} = 0; \ T_{2R} = 0; \ T_{25} = -T_{5G} = T_{RG}; \ K = B (C1 = 1, C2 = 0, C3 = 2);$$

$$T_{01} = -\varepsilon_{H} \left[J_{28} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02}} - 1 \right] + J_{3}(i_{01} - 1) J_{01}\eta_{01}\eta_{01}^{x}(i_{01} - 1) \right] = T_{R1} - T_{RG} \left(\frac{i_{01}\eta_{01}^{x}}{i_{02}\eta_{02}^{x}} - 1 \right).$$
• Ecuația de mișcare

$$\varepsilon_{R1} \left[J_{41} - J_{28} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \left(\frac{i_{01}\eta_{01}^{x}}{i_{02}} \eta_{02}^{x}} - 1 \right] + J_{3}(i_{01} - 1) (i_{01}\eta_{01}^{x} - 1) \right] = T_{R1} - T_{RG} \left(\frac{i_{01}\eta_{01}^{x}}{i_{02}\eta_{02}^{x}} - 1 \right).$$
• Soluții cinematice derivate din cazul general V0 prin particulariză

$$\omega_{3} = \omega_{H} \left(1 - i_{01}\right); \epsilon_{3} = \epsilon_{H} \left(1 - i_{01}\right); \ \omega_{2} = \omega_{H} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}}; \ \epsilon_{2} = \epsilon_{H} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}}$$

și implicit

$$\omega_{RG} = \omega_{R1} \left(1 - i_{01} \right); \ \epsilon_{RG} = \epsilon_{R1} \left(1 - i_{01} \right); \ \omega_{SG} = 0; \ \epsilon_{SG} = 0.$$

Soluții dinamice derivate din cazul general VO prin particularizările 1 = 0, SG = 0 și eliminarea rotorului R2: T_{2S} = 0; T_{2R} = 0; K = A (C1 = 1, C2 = 0, C3 = 1);

$$T_{01} = -\epsilon_{H} \left[J_{2B} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - J_{3} i_{01} \eta_{01}^{x} (i_{01} - 1) \right] + T_{RG} i_{01} \eta_{01}^{x}.$$

• Ecuația de mișcare

$$\epsilon_{\text{R1}} \left[J_{\text{H}} - J_{2\text{A}} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1 \right) + J_{3} \left(i_{01} - 1 \right) \left(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1 \right) \right] = T_{\text{R1}} - T_{\text{RG}} \left(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1 \right).$$

Înlocuind în ecuațiile de mișcare momentele exterioare (T_{R1}, T_{R2}, T_{RG}) cu caracteristicile mecanice aferente, devine posibilă rezolvarea numerică a ecuațiilor de mișcare și determinarea răspunsului dinamic pentru fiecare variantă funcțională a sistemului eolian: variația în raport cu timpul a fiecărei mărimi de mișcare și a fiecărui moment.

2.4. Optimizarea cinematică a amplificatorului de turație pe criterii dinamice

Optimizarea cinematică pe criterii dinamice a amplificatorului de turație, din componența sistemului eolian general, are ca obiectiv maximizarea puterii mecanice utile (obținută la ieșirea din amplificator și transmisă la generator), considerând ca variabile *rapoartele cinematice interioare* i₀₁ și i₀₂ ale celor două unități planetare componente, UP1 și respectiv UP2 (fig. 2.4).

Prin această optimizare a transmisiei planetare se urmărește identificarea unui compromis rezonabil între valorile optime, ale rapoartelor cinematice interioare, pentru cele două situații funcționale ale sistemului eolian (cu două rotoare eoliene și generator contrarotativ): ca structură bimobilă (varianta V1) și, respectiv, monomobilă (varianta V3).

În acest scop, se consideră studiul de caz al unui sistem eolian cu puterea maximă de ~1000 kW la o viteză a vântului de 14 m/s având rotoare eoliene identice cu raza de 20 m, pentru care sunt cunoscute randamentul interior al unităților planetare UP1 și UP2 ($\eta_{01} = \eta_{02} = 0,94$), precum și caracteristicile mecanice ale rotoarelor eoliene (v. fig. 2.5) și generatorului electric ($T_G = -0,4\cdot\omega_G + 33,625$ [kNm]).



Fig. 2.5. Caracteristicile mecanice ale rotoarelor eoliene R1 și R2.



Fig. 2.6. Variația puterii mecanice utile P₆ pentru varianta V1 (M = 2 și L = 4) în funcție de cele două rapoarte cinematice interioare: a) pentru domeniul funcțional și b) detaliu cu evidențierea valorii maxime.

Pe baza corelațiilor matematice sistematizate în tab. 2.5, în fig. 2.6 și 2.7 sunt reprezentate nomograme privind performanțele energetice ale celor două tipuri de transmisii: diferențială (V1) și monomobilă (V3).





Fig. 2.7. Variația puterii mecanice utile P_G pentru varianta V3 (M = 1 și L = 4) în funcție de cele două rapoarte cinematice interioare de transmitere: a) pentru domeniul funcțional, cu evidențierea celor două cazuri A și B; detaliu al zonei punctului de putere maximă pentru: b) Cazul A și c) Cazul B.

Din fig. 2.6 și fig. 2.7 se constată că sistemul eolian poate funcționa în ambele variante V1 și V3 doar dacă |14,8| < i₀₂ < |15,15|. Pentru acest subdomeniu de variație a raportului i₀₂, rezultatele puterii utile sunt reprezentate în fig. 2.8 și centralizate în tab. 2.6.



Fig. 2.8. Puterea mecanică utilă pentru variantele V1 și V3, considerând domeniul comun de variație a rapoartelor cinematice interioare: a) cele două variante comparate, b) detaliu al variantei V3 și c) detaliu al variantei V1.

Tab. 2.8. Valori ale puterii mecanice utile pe domeniul comun de

	P _{G(M=1)} [kW]			$P_{G(M=2)}$ [kW]
-i ₀₁ -i ₀₂	25	26	27	_
14.8	780	790	765	650
14.9	788	802	782	653
15	795	815	800	654
15.1	802	825	815	652,7
15.15	808	832	822	650,75
15.2	810	835	830	-
Obs. În varianta V1 ($M = 2$), puterea P_G nu este influențată de i ₀₁ .				

variație a rapoartelor cinematice interioare.

Punctele de putere maximă ale celor două variante corespund unor seturi distincte de valori i₀₁ și i₀₂: $P_{G(M=1)max} = 1002$ kW pentru i₀₁ = -30,2; i₀₂ = -18,1 în cazul variantei 3 (M = 1), respectiv $P_{G(M=2)max} = 654$ kW pentru i₀₂ = -15 (i₀₁ nu are influență) în cazul variantei 1 (M = 2).

Deoarece sistemul eolian reglabil este echipat cu același amplificator de turație, indiferent de varianta funcțională, este necesară stabilirea unui set unic de rapoarte cinematice interioare care să confere un compromis rezonabil pentru ambele variante: i_{01} = -26; i_{02} = -15,15, pentru care rezultă $P_{G(M=1)}$ = 830 kW (V3) și $P_{G(M=2)}$ = 650,75 kW (V1). Din fig. 2.6c se constată că variația puterii generatorului pentru sistemul diferențial (V1) este sub 1% pe întreg domeniul de variație al raportului i_{02} , influența i_{02} putând fi în acest caz considerată neglijabilă.

2.5. Concluzii

Modelarea dinamică propusă pentru sisteme cu *una / două surse motoare, amplificator de turație* și *generator electric clasic / contrarotativ* presupune parcurgerea următoarelor etape:

- se scriu mai întâi corelațiile cinematice și apoi cele dinamice, de tip Newton-Euler; pe baza acestora sunt determinate cele *M* ecuații de mișcare, care permit obținerea răspunsului dinamic al sistemului eolian;
- 2) se propune o structură generalizată, cu L = 5 și M = 2, cu un rotor principal R1, un rotor secundar R2 și patru legături exterioare potențiale controlabile prin trei cuplaje: C1, C2 și C3. Pe baza acestei structuri s-a elaborat un algoritm generalizat explicitat în fig. 2.1;
- se propune un model dinamic generalizat, bazat pe *cazul general VO* (M = 2 și L = 5); în funcție de starea cuplajului C1 se obțin variante bimobile (M = 2) și variante monomobile (M = 1); prin modificarea stării cuplajelor C2 și C3 sunt generate șase variante: două variante bimobile (V1 și V2) și patru variante monomobile (V3...V6);
- 4) din schema generalizată s-au evidențiat schemele *subsistemelor mecanice izolate*, pentru care s-au precizat *momentele mecanice de inerție axiale* și *ecuațiile Newton-Euler* aferente;
- 5) sistemul de ecuații, format prin asamblarea funcțiilor de transmitere ale amplificatorului de turație și a caracteristicilor mecanice aferente legăturilor exterioare (rotoare eoliene și

generator), permite determinarea a *M ecuații de mișcare* și expresiile celorlalte mișcări și momente, în funcție de mișcările independente;

6) cele *M* ecuații de mișcare obținute, sub forma unor *ecuații diferențiale*, reprezintă de fapt *soluțiile implicite* ale mișcărilor independente; prin rezolvarea acestor ecuații diferențiale, cu ajutorul softului MATLAB-*Simulink*, se obțin *soluțiile explicite* (în funcție de *timp*) ale mișcărilor independente și, implicit, ale tuturor mișcărilor și momentelor; ansamblul acestor mărimi (mișcări și momente) descriu *punctul de funcționare* al sistemului considerat și variațiile în timp ale acestuia.

În capitolele următoare sunt prezentate simulări numerice ale celor șase structuri distincte (tab. 2.2), pentru un studiu de caz al sistemului eolian reglabil, rezultatele obținute fiind utilizate și pentru o analiză comparativă a performanțelor acestor variante.

Simulările numerice sunt efectuate pe baza unui set comun de date de intrare:

- a) sistemul eolian: puterea maximă ~1000 kW la o viteză nominală a vântului de 14 m/s
 (viteza vântului receptat de rotorul secundar R2 are valoarea de 9,33 m/s);
- b) rotoarele eoliene: $r_{R1} = r_{R2} = 20$ m, cu caracteristicile mecanice ilustrate în fig. 2.5;
- c) amplificatorul de turație: i_{01} = -26; i_{02} = -15,15, η_{01} = η_{02} = 0,9409 (η_{ang} = 0.97);
- d) generatorul electric: generator de curent continuu, cu caracteristica mecanică $T_G = -0, 4 \cdot \omega_G + 33,625$ [kNm];
- e) proprietăți inerțiale: $J_1 = 0, 2 \cdot 10^3$; $J_3 = 3 \cdot 10^3$; $J_H = 30 \cdot 10^3$; $J_{R2} = 20 \cdot 10^3$, $J_{22} = 5 \cdot 10^3$, $J_{25} = 5 \cdot 10^3$ [kgm²].

3. Dinamica sistemelor eoliene contrarotative bimobile

Obiectivul acestui capitol constă în stabilirea *răspunsului dinamic,* în fazele de pornire și de funcționare în regim staționar, ale sistemelor eoliene diferențiale cu *două surse motoare, amplificator bimobil și generator electric contrarotativ / clasic* (variantele V1 și V2), prin particularizarea modelului dinamic generalizat prezentat în cap. 2.

Operând în cazul general VO (vezi tab. 2.1 și fig. 2.2) decuplarea de la bază a cuplajului C1 (prin care roata 1 devine mobilă) și cuplarea rotorului R2 la roata centrală 2 (cu ajutorul cuplajului C2, prin care rotorul R2 intră în sarcină), se obține un sistem diferențial cu două intrări și **una** sau **două ieșiri** (fig. 3.1); în funcție de starea cuplajului C3, acest sistem are două cazuri particulare: *varianta V1* din fig. 3.2 și *varianta V2* din fig. 3.3.



Fig. 3.1. *Schema structurală a sistemului eolian diferențial, cu două intrări și una sau două ieșiri, derivat din cazul general VO (v. cap. 2).*

Pentru variantele V1 (fig. 3.2) și V2 (fig. 3.3), pe baza celor M = 2 ecuații de mișcare (v. tab 2.5), se determină comparativ, utilizând softul MATLAB-Simulink, răspunsurile dinamice aferente funcționării în faza de pornire și în regim staționar. Deoarece pornirea din repaus a sistemelor bimobile considerate este incertă, cuplarea în sarcină a acestora se realizează în premisa aducerii lor prealabile la regimul de mers în gol.

3.1. Modelarea ecuațiilor de mișcare

Sistemul de M = 2 ecuații de mișcare implicite, corespunzătoare variantelor din fig. 3.2 și fig. 3.3, descrise în funcție de variabilele cinematice independente ale arborilor rotoarelor R1 și R2 (tab. 2.5), poate fi rezolvat analitic în raport cu cele două necunoscute: accelerațiile unghiulare ε_1 și ε_2 .



a)



Fig. 3.2. *Varianta 1: sistem eolian diferențial cu două intrări și două ieșiri: a) schema structurală și b) schema bloc*.



Fig. 3.3. *Varianta V2: sistem eolian diferențial cu două intrări și o ieșire: a) schema structurală și b) schema bloc.*

Pentru varianta V1, pornind de la notațiile din rel. (3.1) și (3.2), sistemul liniar de ecuații descris de rel. (3.3) are ca soluții ecuațiile de mișcare explicite (expresiile accelerațiilor unghiulare ε_1 și ε_2) descrise prin rel. (3.4) și (3.5).

$$\begin{cases} A_{1} = J_{H} - J_{1} \frac{i_{01} - i_{02}}{i_{01}} \left(\frac{i_{02} \eta_{02}^{w}}{i_{01} \eta_{01}^{w}} - 1 \right) + J_{3} \left(i_{02} - 1 \right) \left(i_{02} \eta_{02}^{w} - 1 \right) \\ B_{1} = -J_{1} \frac{i_{02}}{i_{01}} \left(\frac{i_{02} \eta_{02}^{w}}{i_{01} \eta_{01}^{w}} - 1 \right) - J_{3} i_{02} \left(i_{02} \eta_{02}^{w} - 1 \right) \\ C_{1} = T_{R1} - T_{RG} \left(i_{02} \eta_{02}^{w} - 1 \right) \\ \begin{cases} A_{2} = J_{1} \frac{i_{01} - i_{02}}{i_{01}} \frac{i_{02} \eta_{02}^{w}}{i_{01} \eta_{01}^{w}} - J_{3} \left(i_{02} - 1 \right) i_{02} \eta_{02}^{w} \\ B_{2} = J_{1} \frac{i_{02}}{i_{01}} \frac{i_{02} \eta_{02}^{w}}{i_{01} \eta_{01}^{w}} + J_{2K} + J_{3} i_{02} i_{02} \eta_{02}^{w}, K = C, D \\ C_{2} = -T_{R2} - T_{2S} + T_{RG} i_{02} \eta_{02}^{w} \end{cases}$$
(3.2)

PRECIZARE: în varianta V1, în momentul mecanic de inerție al elementului 2 (J_{2K} = J_{2D}) intervin: rotorul eolian R2, roata centrală 2 și statorul mobil SG (vezi cap. 2, fig. 2.2h); în varianta V2, în momentul J_{2K} = J_{2C} intervin numai rotorul eolian R2 și roata centrală 2 (vezi cap. 2, fig. 2.2g). Deși nu intervine în transmiterea puterii, pentru comportamentul dinamic se va considera și roata dințată cu dantura interioară 1, care se rotește în gol și care va avea efect dinamic în regim tranzitoriu.

$$\begin{cases} \varepsilon_{R1}A_1 + \varepsilon_{R2}B_1 = C_1 \\ \varepsilon_{R1}A_2 + \varepsilon_{R2}B_2 = C_2 \end{cases}$$
(3.3)

$$\varepsilon_{R1} = \frac{C_1 B_2 - C_2 B_1}{A_1 B_2 - A_2 B_1}$$
(3.4)

$$\varepsilon_{R2} = \frac{C_1 A_2 - C_2 A_1}{B_1 A_2 - B_2 A_1}$$
(3.5)

Corelațiile (3.1) și (3.2) rămân valabile și în cazul sistemului din fig. 3.3 (V2), cu particularitatea că momentul T_{25} din rel. (3.2) devine nul, ca urmare a decuplării statorului SG de roata dințată 2. Astfel, conform rel. (3.6), coeficientul C₂ devine C₂* și implicit relațiile (3.3), (3.4) și (3.5) au în acest caz formele particulare (3.7), (3.8) și, respectiv, (3.9).

$$C_{2}^{*} = -T_{R2} + T_{RG}i_{02}\eta_{02}^{W}$$
(3.6)

$$\begin{cases} \varepsilon_{R1}A_1 + \varepsilon_{R2}B_1 = C_1 \\ \varepsilon_{R1}A_2 + \varepsilon_{R2}B_2 = C_2^* \end{cases}$$
(3.7)

$$\varepsilon_{R1} = \frac{C_1 B_2 - C_2^* B_1}{A_1 B_2 - A_2 B_1}$$
(3.8)

$$\varepsilon_{R2} = \frac{C_1 A_2 - C_2^* A_1}{B_1 A_2 - B_2 A_1}$$
(3.9)

Ecuațiile de mișcare explicite, descrise prin rel. (3.4), (3.5) și respectiv (3.8), (3.9), constituie nucleul unui program MATLAB-Simulink, utilizat pentru simularea numerică a răspunsului dinamic al celor două sisteme bimobile.

3.2. Precizări privind strategia de pornire a sistemelor eoliene diferențiale

Pe baza unor testări anterioare, spre deosebire de un sistem eolian *monomobil* care poate fi pus în funcțiune cu pornire din repaus (rotoarele eoliene pornesc simultan din repaus), în cazul sistemului eolian *bimobil* pornirea din repaus devine incertă. Punerea în funcțiune a sistemelor eoliene bimobile devine însă posibilă prin următoarea modalitate: mai întâi, *menținând generatorul electric decuplat de la rețea,* se pun în funcțiune cele două rotoare eoliene; apoi, după atingerea regimului staționar de *mers în gol al sistemului eolian*, se cuplează în sarcină generatorul electric (considerat la momentul inițial t = 0 s).



Fig. 3.4. *Variații pentru ilustrarea șocului indus sistemului bimobil cu L = 4 la cuplarea în* sarcină a generatorului pe caracteristica sa naturală.

Cuplarea în sarcină a generatorului la *viteza de mers în gol a sistemului eolian* este însă însoțită de un **șoc semnificativ** (fig. 3.4, la timpul t = 0 s); pentru atenuarea acestuia, *cuplarea în sarcină* se poate realiza pe o "*caracteristică inversă*" (CE, fig. 3.5a) față de cea *naturală* (AB, fig. 3.5a).



Fig. 3.5. Rolul și modelarea "caracteristicii inverse" pentru un generator electric de curent continuu dintr-un sistem eolian diferențial cu L = 4: a) schemă calitativă pentru modelarea "caracteristicii inverse" −T_G^{*}; b) variații ale momentului generatorului în funcție de timp, pentru câteva valori ale parametrului p; c) curbe de variație ale mărimilor T_E, T_{regim}, t_E și t_{regim} în funcție de coeficientul p; d) exemplu de alegere a valorii optime pentru parametrul p, pentru o suprasarcină maxim admisă de 66%; e) caracteristica naturală −T_G și "caracteristica inversă"

 $-T_{G}^{*}$ aferente generatorului electric, pentru p = 0,92.

În fig. 3.4 este ilustrat răspunsul dinamic al sistemului eolian bimobil cu generator *contrarotativ*, caracterizat prin $\omega_{G} = \omega_{RG} - \omega_{SG}$, $\varepsilon_{G} = \varepsilon_{RG} - \varepsilon_{SG}$ și $P_{G} = P_{RG} + P_{SG}$, începând cu momentul cuplării în sarcină a generatorului pe caracteristica sa naturală (AB, fig. 3.5a și e). La *cuplarea în sarcină* (t = 0) intervine un șoc descris atât prin saltul de accelerație din fig. 3.4a, cât și prin saltul de moment și implicit de putere din fig. 3.4b; în acest caz (L = 4), conform fig. 3.4, saltul de moment este de cca 14 kNm (mai mult decât dublă față de 6,5 kNm, momentul din regimul staționar), iar *timpul de intrare în regim staționar* (când mărimile ω , ε , T și P devin constante) este de ~40 s.

Atenuarea acestui șoc poate fi realizată cu ajutorul unei "caracteristici inverse" CE (fig. 3.5), $-T_{G}^{*}(\omega_{G})$, a cărei ecuație liniară asociată poate fi stabilită considerând cunoscute:

- caracteristica mecanică naturală a generatorului AB: $-T_{G} = a_{G}\omega_{G} b_{G}$;
- viteza unghiulară a generatorului la mersul în gol al sistemului eolian ω_{0e} ;
- viteza aferentă punctului de intersecție E (de trecere de pe "caracteristica inversă" CE
 pe caracteristica naturală AB, fig. 3.5 a): ω_E =pω_{De}, p<1.

Expresia caracteristicii inverse $-T_G^*(\omega_G)$ se obține din fig. 3.5a, explicitând egalitatea rapoartelor:

$$\frac{-\mathsf{T}_{\mathsf{G}}^{*}}{\boldsymbol{\omega}_{\mathsf{Oe}} - \boldsymbol{\omega}_{\mathsf{G}}} = \frac{-\mathsf{T}_{\mathsf{G}}(\boldsymbol{p}\boldsymbol{\omega}_{\mathsf{Oe}})}{\boldsymbol{\omega}_{\mathsf{Oe}} - \boldsymbol{p}\boldsymbol{\omega}_{\mathsf{Oe}}}$$
(3.10)

din care rezultă:

$$-T_{G}^{*} = a_{G}^{*}\omega_{G} - b_{G}^{*}$$
(3.11)

în care:

$$\begin{cases} a_{G}^{*} = \frac{a_{G}p\omega_{0e} - b_{G}}{p\omega_{0e} - \omega_{0e}} \\ b_{G}^{*} = a_{G}^{*}\omega_{G} \end{cases}$$
(3.12)

Influenta parametrului p asupra mărimii șocului (descris prin saltul de moment T_{E} și implicit de accelerație ϵ_{E} , aferente punctului E din fig. 3.5a), asupra timpului de trecere de pe "caracteristica inversă" pe cea naturală (t_{E}), precum și asupra timpului de intrare a generatorului în regim staționar (t_{regim}), este ilustrată grafic în fig. 3.5b; se poate constata că micșorarea valorii parametrului p (p \leq 1) este însoțită de diminuarea șocului (descris prin valorile momentului $-T_{Gmax}^* = -T_{Gmax} = T_E$ aferente punctului E, din fig. 3.5a, la trecerea de pe "caracteristica inversă" pe cea naturală), concomitent cu creșterea duratelor: t_E și t_{regim} (fig. 3.5c).

În fig. 3.5c sunt reprezentate grafic variațiile mărimilor T_E, t_E, t_{regim} și T_{regim} - momentul generatorului în regimul staționar, aferent caracteristicii sale naturale: când p scade și T_E tinde către T_{regim}, duratele t_E și t_{regim} tind să crească asimptotic spre infinit; așadar, din punct de vedere mecanic este necesară atenuarea șocului, dar nu cu eliminarea acestuia! Momentul suplimentar T_E-T_{regim}, care asigură frânarea și implicit disiparea energiei suplimentare acumulată inerțial de sistemul eolian în faza de mers în gol, trebuie dimensionat astfel încât să se obțină un șoc moderat și o durată t_{regim} rezonabilă. Ca urmare, valoarea optimă a parametrului p trebuie să asigure un compromis rezonabil între mărimea șocului T_E și durata t_{regim} aferentă intrării în regim staționar a generatorului.

În fig. 3.5d este exemplificată alegerea valorii optime a parametrului p (p = 0,92, în cazul unei suprasarcini admise de maxim 66%). Caracteristicile mecanice ale generatorului, care intervin în acest caz, sunt ilustrate în fig. 3.5e. Astfel, cuplarea în sarcină a generatorului contrarotativ are loc *mai întâi* pe "caracteristica inversă": de la viteza de mers în gol, de cca. 120 s⁻¹ (1145 rot/min) în punctul C, până la viteza de cuplare a generatorului la caracteristica sa naturală, de cca. 110 s⁻¹ (1050 rot/min) în punctul E, când momentul generatorului atinge valoarea maximă T_{max} = T_E ≈ 10 kNm (față de T_{max} = T_E ≈ 14 kNm, pentru p = 1); *apoi*, punctul de funcționare al generatorului coboară pe caracteristica sa naturală, oprindu-se în *punctul de funcționare în regim staționar*, de coordonate: cca 100 s⁻¹ (955 rot/min) și |T_G| ≈ 6,5 kNm (punctul F).

3.3. Simulări numerice privind răspunsul dinamic la demararea funcționării și în regim staționar

Ecuațiile de mișcare din subcap. 3.1 (ecuații diferențiale de ordinul II) sunt rezolvate numeric cu softul MATLAB-Simulink, pentru un studiu de caz bazat pe datele numerice precizate în cap. 2, precizările din subcap. 3.2 și premisele formulate în cap. 1.

90

Răspunsurile dinamice ale celor două sisteme abordate sunt ilustrate în fig. 3.6a1...c1 (varianta V1) și fig. 3.6a2...c2 (varianta V2); pentru comparație directă, în fig. 3.7 sunt suprapuse răspunsurile dinamice (viteze, accelerații, momente și puteri) aferente ale celor două cazuri (V1 și V2), precum și puterile în regimului staționar (t = 80...100 s).



Fig. 3.6. *Variații în timp ale vitezelor unghiulare (a1, a2), momentelor (b1, b2) și puterilor (c1, c2) pentru intrările și ieșirile aferente variantelor V1 (a1...c1) și V2 (a2...c2).*



Fig. 3.7. Variații suprapuse ale mărimilor din fig. 3.6, aferente sistemelor bimobile cu L = 4(V1) și L = 3 (V2).



Fig. 3.8. *Comparație asupra influenței parametrului p în cazul sistemelor cu L = 4 (a1 și b, V1) și L = 3 (a2 și b, V2).*

Conform fig. 3.6 și 3.7, în cele două cazuri considerate (V1, L = 4 și V2, L = 3), valorile în regim staționar ale mărimilor ω_{G} , T_{E} , T_{G} și P_{G} sunt caracterizate prin diferențe nesemnificative. Deși performanțele sistemelor eoliene cu generator contrarotativ (L = 4) sunt în general mai bune decât ale celor cu generator tradițional (L = 3), în acest caz contribuția energetică a statorului mobil SG nu asigură superioritatea de putere preconizată, fiind solidar cu rotorul R2, care are o viteză unghiulară redusă. În schimb, conform fig. 3.8b și 3.7f și g, valoarea momentului T_E pentru V1 este superioară celei pentru V2 (fig. 3.8b), ceea ce determină durate t_E și t_{regim} mai mici față de sistemul cu L = 3; diferența dintre durate t_E (fig. 3.8b) se estompează progresiv pe măsură ce p se apropie de 1.

Diagramele obținute permit identificarea și evaluarea comparativă a răspunsurilor dinamice, aferente celor două sisteme, privind pornirea și funcționarea în regim staționar; pe baza acestora s-au decelat concluziile evidențiate mai jos.

3.4. Concluzii

Pornirea unui sistem eolian *bimobil (diferențial)* cu două rotoare eoliene, ale căror turații sunt *independente*, constituie o problemă departe de a fi rezolvată. În acest capitol este abordat un astfel de studiu de caz pentru sistemul cu două intrări și două ieșiri, având ca obiectiv obținerea unei puteri mecanice de ~650 kW. Din rezultatele numerice obținute decurg următoarele concluzii:

- spre deosebire de sistemele eoliene *monomobile*, care pot fi puse în funcțiune *cu pornire din repaus*, sistemele *diferențiale* cu două rotoare eoliene contrarotative au pornirea din repaus incertă, comportamentul lor fiind semnificativ influențat de particularitățile structural-constructive ale acestora;
- o posibilă variantă de pornire a unor astfel de sisteme eoliene *bimobile* constă în cuplarea în sarcină a generatorului numai după aducerea sistemului eolian la *turația de mers în gol;* această modalitate este însoțită însă de un șoc semnificativ, dacă cuplarea în sarcină se face *direct* pe caracteristica naturală a generatorului;
- o soluție de atenuare a acestui șoc constă în cuplarea *indirectă* a generatorului la caracteristica sa naturală prin intermediul unei "caracteristici inverse";
- când parametrul p (ω_E =pω_{De}, fig. 3.5a) scade și momentul T_E tinde către T_{regim} (fig. 3.5c), duratele t_E și t_{regim} tind să crească asimptotic la infinit; ca urmare, valoarea parametrului p trebuie să asigure un compromis rezonabil între nivelul de atenuare a șocului și o durată t_{regim} cât mai redusă;
- pentru valoarea considerată optimă, p = 0,92 (fig. 3.5d), cuplarea în sarcină a generatorului are loc pe "caracteristica inversă" până când se atinge viteza de cuplare la caracteristica naturală (punctul E), moment în care se comută generatorul pe caracteristica lui naturală și se continuă până în *punctul de funcționare în regim staționar* (F);
- în regim staționar, sistemul cu L = 3 (V2) extrage din vânt o cantitate mai mare de energie și furnizează generatorului o putere mai mare decât V1 (fig. 3.7h), chiar dacă randamentul amplificatorului este ușor mai mic (η_{V2} = 94,0976% < η_{V1} = 94,1614%);
- modelul dinamic prezentat în acest capitol poate fi adaptat pentru orice sistem cu două surse motoare (rotoare eoliene contrarotative), transmisie bimobilă și generator electric convențional sau contrarotativ.

4. Dinamica sistemelor eoliene contrarotative monomobile

Obiectivele acestui capitol se referă la obținerea răspunsului dinamic, în regim tranzitoriu cu pornire din repaus și în regim staționar, în cazul sistemelor eoliene monomobile contrarotative V3 și V4 (subcap. 4.1, fig. 4.2 și 4.3), echipate cu două surse motoare, amplificator monomobil și generator electric clasic / contrarotativ, și al sistemelor V5 și V6 (subcap. 4.2, fig. 4.7 și 4.8), dotate cu un rotor eolian, amplificator monomobil și generator electric clasic/contrarotativ, particularizate din cazul general V0 (v. cap. 2); deși varianta V6 (fig. 4.8) nu este contrarotativă, este inclusă în studiu ca termen de comparație pentru celelalte variante.

4.1. Dinamica sistemelor monomobile cu două rotoare eoliene

Particularizând cazul general VO (v. cap. 2) prin cuplarea la bază a cuplajului C1 (prin care roata 1 devine fixă) și prin cuplarea rotorului R2 la roata centrală 2 cu ajutorul cuplajului C2, se obține sistemul monomobil cu două intrări din fig. 4.1; în funcție de starea cuplajului C3, acesta are *două ieșiri* (varianta V3 din fig. 4.2) sau *o ieșire* (varianta V4 din fig. 4.3).

Pe baza ecuațiilor de mișcare descrise analitic, aferente sistemelor monomobile V3 și V4 (v. tab. 2.5), se determină comparativ, cu ajutorul softului MATLAB-Simulink, răspunsurile dinamice corespunzătoare funcționării în faza de pornire și în regim staționar, în premisa pornirii din repaus: rotoarele eoliene pornesc simultan din repaus, generatorul fiind cuplat la rețea cu funcționare în gol până la atingerea turație de intrare în sarcină.

4.1.1. Modelarea ecuațiilor de mișcare

Ecuația de mișcare (M = 1) aferentă sistemului din fig. 4.2 (V3), derivată din modelul dinamic general (v. cap. 2), are expresia (4.1):

95



Fig. 4.1. *Schema structurală a sistemului eolian monomobil, cu două intrări și una sau două ieșiri, derivat din cazul general VO (v. cap. 2).*





Fig. 4.2. *Sistemul eolian monomobil cu două intrări și două ieșiri (V3): a) schema structurală și b) schema bloc*.



Fig. 4.3. *Sistemul eolian monomobil cu două intrări și o ieșire (V4): a) schema structurală și b) schema bloc.*

$$\varepsilon_{R1} = \frac{T_{R1} + T_{R2} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1\right) - T_{SG} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1\right) - T_{RG} \left(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1\right)}{J_{H} - J_{2D} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1\right) + J_{3} \left(i_{01} - 1\right) \left(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1\right)}.$$
(4.1)

Rel. (4.1) rămâne valabilă și în cazul variantei V4 (fig. 4.3) cu particularizarea T_{25} = 0, care implică eliminarea termenului aferent momentului T_{56} :

$$\varepsilon_{R1} = \frac{T_{R1} + T_{R2} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1\right) - T_{RG} \left(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1\right)}{J_{H} - J_{2C} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1\right) + J_{3} \left(i_{01} - 1\right) \left(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1\right)}.$$
(4.2)

Relațiile (4.1) și (4.2) sunt rezolvate numeric în softul MATLAB-Simulink, după care sunt obținute răspunsurile dinamice ale celor două sisteme monomobile considerând ecuațiile modelelor dinamice din tab. 5.2, aferente variantelor V3 și V4 (fig. 4.4 și 4.5).



Fig. 4.4. Variații în funcție de timp, ale mărimilor de intrare și ieșire, aferente sistemelor eoliene monomobile V3 (a1...c1) și V4 (a2...c2), pentru: viteze (a1,a2); momente (b1, b2) și puteri (c1, c2).

4.1.2. Simulări numerice privind răspunsul dinamic la pornire și în regim staționar

Simulările numerice ale modelului dinamic, realizate în MATLAB-Simulink pentru sistemele V3 și V4, au la bază premisele formulate în cap. 1 și datele numerice din cap. 2, în condițiile pornirii din repaus, cu generatorul cuplat la rețea. După pornirea simultana din repaus a rotoarelor eoliene, turația sistemului crește; inițial generatorul funcționează în gol și intră în sarcină după atingerea turației maxime de mers în gol a acestuia.

Similar abordării din capitolul anterior, în fig. 4.4 sunt ilustrate comparativ răspunsurile dinamice aferente sistemelor V3 (L = 4, SG mobil, fig. 4.4a1...c1) și V4 (L = 3, SG fix, fig. 4.4a2...c2). Pentru o comparație mai ușoară, în fig. 4.5a...g s-au suprapus răspunsurile dinamice privind vitezele, accelerațiile, momentele și puterile de intrare și de ieșire, aferente variantelor V3 și V4; cu același scop, în fig. 4.5h s-au detaliat curbele puterilor în regim staționar.

Conform fig. 4.5e, valorile în regim staționar ale vitezei ω_G (L = 4 și L = 3) au diferențe practic nesemnificative, deoarece statorul SG (solidar cu rotorul eolian R2) are o viteză redusă în raport cu rotorul RG; în schimb, momentele de ieșire T_G (fig. 4.5f) înregistrează o diferență semnificativă în cele două cazuri, care induce o diferențiere a puterii P_G de cca. 6,3 % (fig. 4.5h) în favoarea sistemului cu generator contrarotativ (L = 4).

4.1.3. Concluzii

În prezentul studiu de caz, referitor la sistemele monomobile cu două rotoare eoliene (V3 și V4), s-a pornit de la structura diferențială aferentă, fixând la bază roata dințată (1); în varianta V3 cu două intrări și două ieșiri (L = 4), sistemul monomobil realizează o putere mecanică de cca. 830 kW, iar în varianta V4 (L = 3) – cca. 780 kW. Din rezultatele obținute, s-au decelat următoarele concluzii:

- sistemele monomobile pot fi puse în funcțiune cu pornire din repaus și intră în regim staționar după un interval de timp care depinde de: momentele mecanice de inerție ale elementelor componente, de caracteristicile mecanice ale rotoarelor eoliene și generatorului, de structura amplificatorului de turație și de randamentul acestuia;
 - pentru cele două variante considerate (V3 și V4), valorile din regim staționar ale mărimilor ω_G, T_G, P_G și implicit randamentul η sunt caracterizate prin diferențe reduse,

99



Fig. 4.5. Variații suprapuse ale mărimilor din fig. 4.4, aferente sistemelor V3 și V4.

cu un ușor avantaj al sistemelor cu generator contrarotativ (fig. 4.4 și 4.5). Deși era de așteptat ca performanțele sistemului V3 (cu generator contrarotativ) să fie net superioare, acestea nu s-au confirmat deoarece statorul SG are o viteză unghiulară mult mai mică decât rotorul RG, fiind solidar cu rotorul eolian R2; mărirea vitezei statorului SG poate fi realizată prin creșterea complexității structurale a amplificatorului de turație, aspect care reprezintă subiectul de studiu al unor cercetări viitoare;

 modelul dinamic prezentat în acest capitol poate fi adaptat pentru orice sistem monomobil cu două surse motoare (rotoare eoliene contrarotative), mecanism (amplificator de turație) monomobil și generator electric convențional sau contrarotativ, prin particularizarea adecvată a caracteristicilor mecanice și a funcțiilor de transmitere ale transmisiei.

4.2. Dinamica sistemelor eoliene monomobile cu un rotor eolian

Similar celor două cazuri anterioare, se particularizează cazul general VO (vezi cap. 2, tab. 2.1 și fig. 2.3) prin cuplarea la bază a cuplajului C1 (prin care roata 1 devine fixă) și prin decuplarea cuplajului C3 (care decuplează rotorul R2 de roata 2, lăsând rotorul R2 să se miște în gol); astfel se obține sistemul monomobil cu o intrare din fig. 4.6, care are, în funcție de *starea cuplajului*C3, *două ieșiri* (varianta V5 din fig. 4.7) sau *o ieșire* (varianta V6 din fig. 4.8).

4.2.1. Modelarea ecuațiilor de mișcare

În fig. 4.7b și fig. 4.8b sunt reprezentate schemele bloc ale sistemelor eoliene din fig. 4.7a (M = 1 și L = 3) și respectiv din fig. 4.8a (M = 1 și L = 2), derivate din fig. 4.6.

Având în vedere gradul de mobilitate M = 1 și particularitățile prezentate în *cazul particular* V5 (cap. 2), pentru ecuația de mișcare a sistemului din fig. 4.7 se obține expresia explicită (4.3):

$$\varepsilon_{R1} = \frac{T_{R1} - T_{SG} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1 \right) - T_{RG} \left(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1 \right)}{J_{H} - J_{2B} \frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \left(\frac{i_{01} \eta_{01}^{x}}{i_{02} \eta_{02}^{w}} - 1 \right) + J_{3} \left(i_{01} - 1 \right) \left(i_{01} \eta_{01}^{x} - 1 \right)};$$
(4.3)

această relație rămâne valabilă și în cazul sistemului din fig. 4.8, cu precizarea că, datorită decuplării statorului SG de roata dințată 2, momentul T₂₅ devine nul și, implicit, din rel. (4.3) dispare termenul aferent momentului T_{5G}, rezultând expresia (4.4):



Fig. 4.6. *Schema structurală a sistemului eolian monomobil, cu o intrare și una (V6) sau două ieșiri (V5), derivat din cazul general (v. cap. 2).*



b) Fig. 4.7. *Sistem eolian monomobil cu o intrare și două ieșiri (V5):* a) schemă structurală și b) schemă bloc



b) Fig. 4.8. *Sistem eolian monomobil cu o intrare și o ieșire (V6):* a) schemă structurală și b) schemă bloc

$$\varepsilon_{R1} = \frac{T_{R1} - T_{RG}(i_{01}\eta_{01}^{x} - 1)}{J_{H} - J_{2A}\frac{i_{02} - i_{01}}{i_{02}} \left(\frac{i_{01}\eta_{01}^{x}}{i_{02}\eta_{02}^{w}} - 1\right) + J_{3}(i_{01} - 1)(i_{01}\eta_{01}^{x} - 1)}.$$
(4.4)

PRECIZARE: în varianta V5, în momentul mecanic de inerție al elementului 2 (J_{2B}) intervin: roata centrală 2 și statorul mobil al generatorului (vezi cap. 2, fig. 2.2f); în varianta V6, în momentul J_{2A} intervine numai roata centrală 2 (vezi cap. 2, fig. 2.2), care are efect dinamic la pornirea sistemului deși se rotește în gol. Pe baza ecuației de mișcare (M = 1), descrisă prin rel. (4.3) și respectiv (4.4), în continuare sunt prezentate simulări numerice, efectuate cu ajutorul softului MATLAB-Simulink, privind răspunsurile dinamice ale celor două sisteme monomobile cu un rotor eolian (fig. 4.9 și 4.10).

4.2.2. Simulări numerice privind răspunsul dinamic în faza de pornire din repaus și în regim staționar



Simulările numerice au la bază datele numerice de intrare și premisele formulate inițial.

Fig. 4.9. *Variații în funcție de timp ale mărimilor de intrare și ieșire, aferente sistemelor* eoliene monomobile cu L = 3 (a1...c1) și L = 2 (a2...c2), pentru: viteze (a1,a2); momente (b1, b2) și puteri (c1,c2).



Fig. 4.10. Variații suprapuse, aferente variantelor V5 (L = 3) și V6 (L = 2), pentru analiza comparativă nemijlocită a mărimilor din fig. 4.9.

Sistemul eolian monomobil este pus în funcțiune cu pornire din repaus: după pornire, turația sistemului crește, iar generatorul cuplat la rețea funcționează în gol până la atingerea turației maxime de mers în gol a acestuia; depășirea acestei turații induce implicit intrarea în sarcină a generatorului.

Similar abordării anterioare, în fig. 4.9 sunt ilustrate comparativ răspunsurile dinamice aferente sistemelor monomobile corespunzătoare din fig. 4.7 și respectiv fig. 4.8: răspunsurile

aferente variantei V5 (L = 3, SG mobil) sunt prezentate în fig. 4.9 a1...c1, iar cele aferente variantei V6 (L = 2, SG fix), în fig. 4.9a2...c2.

Pentru o comparație mai fină, în fig. 4.10a...f s-au suprapus răspunsurile dinamice privind vitezele, accelerațiile, momentele și respectiv puterile de intrare și ieșire, aferente celor două variante V5 și V6; cu același scop, în fig. 4.10f s-au detaliat curbele puterilor, aferente fazei de regim staționar din fig. 4.10e.

Conform fig. 4.10c, valorile din regim staționar ale mărimilor ω_{G} și ε_{G} sunt caracterizate prin diferențe practic nesemnificative în cele două variante, datorate vitezei reduse a statorului SG; totuși, o diferență apare la momentele de ieșire T_{G} (fig. 4.10d), fapt ce duce la o diferență a puterii P_{G} de cca. 4,4% (fig. 4.10f) în favoarea sistemului cu generator contrarotativ (L = 3).

Pe baza analizei comparative a diagramelor obținute în urma simulărilor numerice sunt formulate concluzii utile, sistematizate în continuare.

4.2.3. Concluzii

În studiul de caz al sistemelor eoliene abordate în subcapitolul 4.2, s-a pornit de la structura monomobilă din subcapitolul anterior, dar cu o singură sursă motoare; pentru sistemul monomobil considerat (fig. 4.6), s-a urmărit obținerea unei puteri mecanice de cca. 700 kW, în situația utilizării a două ieșiri (L = 3). Din rezultatele obținute, în urma acestui studiu, s-au decelat următoarele concluzii distincte de cele anterioare (din subcap. 4.1.3):

- în cele două variante considerate, V5 (L = 3) și V6 (L = 2), valorile din regim staționar ale mărimilor ω_G, ε_G, T_G, P_G și implicit ale randamentul sunt caracterizate prin diferențe practic nesemnificative, cu un ușor avantaj al sistemului cu generator contrarotativ (V6, fig. 4.9 și 4.10);
- deși era de așteptat ca performanțele sistemului cu L = 3 (V5) să fie net superioare, acestea nu s-au confirmat ca urmare a vitezei reduse a statorului SG comparativ cu cea a rotorului RG; mărirea acestei viteze poate fi realizată prin creșterea complexității structurale a amplificatorului de turație utilizat;

 modelul dinamic prezentat în acest capitol poate fi adaptat pentru orice sistem cu o sursă motoare, mecanism (amplificator de turație) monomobil și generator electric convențional sau contrarotativ.

Precizare: analiza comparativă dintre sistemele monomobile cu două rotoare și respectiv cu un singur rotor eolian este integrată în analiza comparativă a tuturor celor șase variante abordate, prezentată în capitolul următor (cap. 5).
5. Analiza comparativă a performanțelor realizate de sistemele eoliene abordate

Obiectivul acestui capitol vizează o comparație a performanțelor energetice ale sistemelor eoliene abordate în capitolele anterioare: două variante de sisteme *diferențiale* (V1 ș V2, tab. 2.5 și cap. 3), respectiv patru variante *monomobile* (V3...V6, tab. 2.5 și cap. 4).

Această analiză se bazează pe datele numerice obținute prin simularea modelelor dinamice teoretice în softul MATLAB-Simulink, considerând cunoscute viteza vântului și caracteristicile mecanice ale rotoarelor eoliene, caracteristica mecanică a generatorului electric, momentele mecanice de inerție, rapoartele cinematice și randamentul amplificatorului de turație, conform datelor de intrare specificate în cap. 2.

5.1. Premise de calcul

Cele șase configurații de sisteme eoliene cu ax orizontal (v. cap. 2, tab. 2.5) sunt sistematizate în tab. 5.1, fiind echipate cu unul sau două rotoare coaxiale contrarotative identice (R1 și R2), cu un amplificator de turație diferențial sau monomobil și un generator electric convențional (cu stator fix, SG = 0) sau contrarotativ (cu rotor RG și stator GS mobile); prin convenție, R1 este considerat *rotor primar* și, implicit, R2 *-rotor secundar* (dispus în spatele rotorului R1).

Modelul analitic al sistemului eolian, definit prin ecuațiile prezentate în cap. 2, a fost implementat într-o aplicație MATLAB-Simulink și simulat numeric în următoarele condiții:

- se consideră că viteza vântului este constantă (14 m/s);
- sistemele eoliene folosesc același set de rotoare eoliene identice (cu raza de 20 m), iar generatoarele electrice au caracteristici identice, toate caracteristicile mecanice fiind cunoscute;

- rotorul secundar R2 se rotește în sens contrar rotorului primar R1, iar unghiul de orientare (pitch) al palelor celor două rotoare se consideră fixat la valoarea β = 0°, pentru care energia extrasă din vânt este maximă;
- puterile rotoarelor R1 și R2 sunt puteri de intrare (motoare) pentru transmisie: $P_{R1} > 0$ și $P_{R2} > 0$;



Tab. 5.1. Scheme bloc și structurale ale sistemelor abordate



- pentru simplitatea demersului analitic, fără a reduce generalitatea abordării, generatorul electric este considerat de curent continuu, implicit caracterizat printr-o caracteristică mecanică liniară cu coeficienți constanți, de forma $-T_G = a_G \omega_G - b_G$;
- generatorul electric contrarotativ, în care rotorul RG și statorul SG sunt mobile și contrarotative, are viteza unghiulară $\omega_{G} = \omega_{RG} \omega_{SG}$, momentul $T_{G} = T_{RG} = -T_{SG}$ și, implicit, puterea $P_{G} = T_{G}\omega_{G}$ (putere de ieșire pentru transmisie: $P_{G} = T_{G}\omega_{G} < 0$);
- pentru facilitarea modelării dinamice, se consideră că decuplarea cuplajelor, aferente rotorului R2, statorului SG și roții 1, elimină transmiterea puterii pe elementul decuplat, care se mișcă în gol;
- amplificatorul de turație are la bază o transmisie planetară reconfigurabilă cu una sau două intrări, care poate funcționa ca mecanism monomobil sau diferențial, cu una sau două ieșiri, prin reglarea stării celor trei cuplaje C1, C2 și C3;
- angrenajele cilindrice cu axe fixe din componenţa amplificatorului de turaţie au acelaşi randament (η_{ang} = 0,97);
- sistemele diferențiale (V1 și V2) pornesc de la turația de mers în gol, iar cele monomobile (V3...V6) pornesc din repaus;
- generatorul electric intră în sarcină când viteza lui unghiulară devine: ω_G ≥ b_G/a_G (domeniu de funcționare în regim de generator);
- pentru simplificarea analizei comparative a circulației de putere în regim staționar, puterea rotorului principal R1 va fi considerată putere de referință; implicit, celelalte puteri (P_x) sunt exprimate ca rapoarte de tip P_x / P_{R1}, denumite *puteri reduse* (la rotorul principal).

5.2. Schemele structurale ale sistemelor eoliene abordate

Din *cazul general VO* (tab. 5.1), în funcție de starea cuplajului C1, rezultă *două categorii de sisteme*.

a) *sisteme bimobile,* în care C1 = 0 (roata 1 este liberă), C2 = 2 (rotorul R2 transmite putere) și C3 are două poziții corespunzătoare sistemelor cu o ieșire (C3 = 1) și respectiv

cu două ieșiri (C3 = 2); ca urmare, există *două variante funcționale*, V1 și V2 (tab. 5.1), cu două intrări (R1și R2) și una sau două ieșiri controlate prin cuplajul C3;

b) sisteme monomobile, cu C1 = 1 (roata 1 este fixată la bază), în care cuplajele C2 și C3 dispun, fiecare, de câte două poziții distincte (C2 = 0; 2 și C3 = 1; 2); se obțin astfel patru variante funcționale V3,...,V6 (tab.5.1).

Aceste situații de funcționare au fost descrise în capitolele anterioare și sunt prezentate în tab. 5.1 prin intermediul schemelor bloc (stânga), respectiv structurale (dreapta).

5.3. Modelarea datelor de intrare utilizate în simulările numerice

În fig. 5.1 este ilustrată schema bloc generalizată care permite evidențierea situațiilor de funcționare, în funcție de starea cuplajelor C1, C2 și C3; pe schemă sunt precizate, de asemenea, momentele mecanice de inerție ale elementelor componente (în notația J_{2K}, K se particularizează pentru situația funcțională considerată).



Fig. 5.1. Schema dinamică generală a sistemului eolian cu M = 2 și L = 5.

În stabilirea răspunsului dinamic al celor șase sisteme V1...V6 sunt utilizate următoarele date de intrare (v. si cap. 2): $i_{01} = -26$; $i_{02} = -15,15$; $\eta_{ang} = 0,97$; $J_1 = 0,2 \cdot 10^3$; $J_3 = 3 \cdot 10^3$; $J_H = 30 \cdot 10^3$; $J_{R2} = 20 \cdot 10^3$; $J_{22} = 5 \cdot 10^3$; $J_{25} = 5 \cdot 10^3$ kgm² și caracteristicile mecanice prezentate în continuare.

• Caracteristica mecanică a generatorului electric

Alegerea caracteristicii mecanice a generatorului electric (prin coeficienții a_G și b_G) are un impact major asupra comportamentului sistemului eolian, cu influența directă asupra punctului de funcționare al rotoarelor eoliene și implicit asupra puterii de ieșire. Alegerea coeficienților a fost abordată în cap. 2, cu valorile: $a_G = 0,400$ kN·m·s și $b_G = 33,625$ kN·m; în cazul sistemului diferențial, pentru evitarea șocului la pornire, cuplarea generatorului la rețea se realizează inițial printr-o "caracteristică mecanică inversă" (v. cap. 3): $a_G^* = -1,076$ kN·m·s și $b_G^* = -128,379$ kN·m, după care se revine pe caracteristica naturală (fig. 5.2).



Fig. 5.2. a) *Caracteristica mecanică naturală a unei mașini de curent continuu;* b) caracteristicile mecanice ale unui rotor eolian pentru un set de valori constante ale vitezei vântului.

• Caracteristicile mecanice ale rotoarelor eoliene

Caracteristica mecanică a unui rotor eolian este o funcție neliniară [58], descrisă prin rel. (5.3) derivată din relațiile (5.1) și (5.2).

• Puterea mecanice P_R la arborele unui rotor eolian are expresia:

$$P_{\rm R} = \frac{1}{2} \pi \rho c_{\rm P} r_{\rm R}^2 v_{\rm R}^3 \,. \tag{5.1}$$

• Coeficientului de putere c_P , în ipoteza $\beta = 0^\circ$, este modelat prin relația:

$$c_{p} = c_{1} \left(\frac{c_{2}}{\lambda_{i}} - c_{3} \right) \cdot e^{-\frac{c_{4}}{\lambda_{i}}} + c_{5} \lambda , \qquad (5.2)$$

 $\text{ în care } \frac{1}{\lambda_{_{i}}} \!=\! \frac{1}{\lambda} \!-\! c_{_{6}} \,, \; \lambda \!=\! \frac{\omega_{_{R}} r_{_{R}}}{v_{_{R}}} \,.$

• Caracteristicile mecanice ale celor două rotoare eoliene sunt descrise prin relația:

$$T_{R1,2} = \frac{P_{R1,2}}{\omega_{R1,2}} = \frac{1}{2}\pi\rho r_{R1,2}^{3} v_{R1,2}^{2} \left[\frac{c_{1}v_{R1,2}}{\omega_{R1,2}r_{R1,2}} \left(\frac{c_{2}v_{R1,2}}{\omega_{R1,2}r_{R1,2}} - c_{2}c_{6} - c_{3} \right) \cdot e^{-c_{4} \left(\frac{v_{R1,2}}{\omega_{R1,2}r_{R1,2}} - c_{6} \right)} + c_{5} \right],$$
(5.3)

în care viteza vântului disponibil la rotorul secundar R2 (V_{R2}) are expresia:

$$v_{R2} = v_{R1} \sqrt[3]{1 - \frac{19}{27} \frac{r_{R1}^2}{r_{R2}^2}}$$
(5.4)

unde: $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$; $c_1 = 7$; $c_2 = 40$; $c_3 = 5$; $c_4 = 21$; $c_5 = 0,0068$; $c_6 = 0,035$ [58]. Pentru viteza vântului $v_{R1} = 14 \text{ m/s}$ se obține $v_{R2} = 9,33 \text{ m/s}$.

Pe baza acestor relații, în fig. 5.2b s-au exemplificat grafic caracteristicile mecanice ale unui rotor eolian pentru câteva valori constante ale vitezei vântului.

În consecință, principalele mărimi de design ale sistemelor eoliene analizate provin de la cele trei componente de bază: (a) rotoarele eoliene R1 și R2, caracterizate în principal prin razele lor r_{R1} și, respectiv, r_{R2} , (b) rapoartele cinematice interioare i_{01} și i_{02} aferente transmisiei planetare, (c) coeficienții a_G și b_G ai generatorul electric. Valorile acestor mărimi pot fi optimizate, pentru sistemul eolian reconfigurabil, din condiția armonizării funcționale a rotoarelor eoliene cu generatorul electric.

5.4. Simulări numerice privind răspunsul dinamic la pornire și în regim staționar

Simulările numerice efectuate s-au bazat pe: ecuațiile de mișcare din tab. 2.5, premisele din cap. 1 și ipotezele de lucru din subcap. 5.1, împreună cu funcțiile mișcărilor și momentelor prezentate în cap. 2. Mărimile comparate privesc: vitezele unghiulare, momentele de torsiune și puterile de intrare și de ieșire (fig. 5.3 și 5.4).



Fig. 5.3. Variații în funcție de timp ale vitezelor (a1, a2), momentelor (b1, b2) și puterilor (c1, c2), aferente rotoarelor R1 (a1...c1) și R2 (a2...c2) din sistemele eoliene V1 (M = 2 și L = 4), V3 (M = 1 și L = 4) și V5 (M = 1 și L = 3).



Fig. 5.4. *Variații în funcție de timp pentru viteze (a); momente (b) și puteri (c), aferente generatorului din sistemele eoliene V1 (M = 2 și L = 4), V3 (M = 1 și L = 4) și V5 (M = 1 și L = 3).*

Principalele rezultate numerice, *în regimul tranzitoriu aferent pornirii*, la o viteză constantă a vântului ($v_{R1} = 14$ m/s și implicit $v_{R2} = 9,33$ m/s), sunt reprezentate grafic în fig. 5.3 și 5.4 pentru cele trei configurații cu generator contrarotativ: V1 (M = 2 și L = 4), V3 (M = 1 și L = 4) și V5 (M = 1 și L = 3); din aceste rezultate decurg următoare particularități:

- timpul de pornire prezintă următoarele valori aproximative: 50 s pentru V1 (M = 2 și L = 4), 160 s pentru V3 (M = 1 și L = 4) și 220 s pentru V5 (M = 1 și L = 3, o intrare și două ieșiri); *timpul de pornire de cca. 50 s al variantei V1 este valabil doar în premisa că în stare nefuncțională (de repaus) sistemul se mișcă permanent în gol;* în caz contrar (sistem blocat în repaus), la acest timpul se va adăuga și intervalul necesar antrenării sistemului din starea de repaus până la turația maximă de mers în gol;
- în cazul variantei V1, sistemul eolian este adus mai întâi la turația de mers în gol (cu generatorul necuplat la rețea), după care sistemul intră în sarcină prin cuplarea la rețea a generatorului, turația scăzând până la atingerea punctului de funcționare staționar;

- în cazul variantelor monomobile, sistemul eolian pornește din repaus, cu mișcare accelerată, având inițial ca rezistență doar inerția elementelor antrenate (generatorul rotindu-se inițial în gol); viteza fiind crescătoare, la atingerea vitezei unghiulare $\omega_{\rm G} = b_{\rm G}/a_{\rm G}$ generatorul intră în sarcină, împreună cu întreg sistemul eolian; vitezele sistemului continuă apoi să crească până la atingerea punctului de funcționare staționar;
- deși au diametre egale, rotorul R1 produce un moment de ~3 ori mai mare decât R2; diferența apare deoarece vântul receptat de rotorul R1 are viteza de 14 m/s, în timp ce rotorul R2 (aflat în spatele primului rotor) preia vântul cu viteza diminuată după trecerea prin rotorul R1, de ~ 9.33 m/s;
- puterile de intrare (P_{R1} și P_{R2}) și de ieșire (P_G) au o variație similară momentelor, rotorul R1
 extrăgând din vânt puteri net mai mari decât R2;
- mărimile corespunzătoare punctului de funcționare în regim staționar se regăsesc în modelarea dinamică pentru t > t_p, în care t_p reprezintă timpul de pornire (de la start până la momentul în care accelerația devine nulă); aceste mărimi se referă la *viteze, momente* și *puteri*, precum și la randamentul sistemului considerat (vezi tab. 5.2).

Conform tab. 5.2, atât gradul de mobilitate al structurii, cât și numărul rotoarelor eoliene influențează major puterile de intrare și, implicit, de ieșire. Pe baza rezultatelor sistematizate în tab. 5.2, se poate afirma că sistemul *eolian monomobil V3, echipat cu rotoare eoliene contrarotative, amplificator de turație monomobil și generator contrarotativ,* este superior energetic celorlalte sisteme, iar sistemul bimobil V1 are cele mai reduse performanțe energetice.

5.5. Circulația de putere în sistemele eoliene abordate

În continuare se analizează comparativ circulația fluxului de putere, în cele șase cazuri abordate V1...V6, considerând datele de intrare precizate anterior.

Pentru simplificare se consideră puterea rotorului principal R1 ca putere de referință, celelalte puteri fiind exprimate ca *puteri reduse* la rotorul principal, de forma P_{y} / P_{R1} .

117

Tab. 5.2. Valorile mărimilor aferente punctului de funcționare în regim staționar al

sistemelor V1...V6

Grad de mobilitate	M	= 2	M = 1			
Schemă bloc	A A	A A A	N N N	X A	->->->	
	V1 , L = 4	V2 , L = 3	V3 , L = 4	V4 , L = 3	V5 , L = 3	V6 , L = 2
ω _{R1} [s ⁻¹]	4,095	4,088	3,754	3,815	3,673	3,745
ω _{R2} [s ⁻¹]	-2,114	-2,281	-2,689	-2,732	-2,630	-2,682
ω _{RG} [s ⁻¹]	98,170	100,588	101,367	102,995	99,166	101,123
ω _{SG} [s ⁻¹]	-2,114	0	-2,689	0	-2,630	0
ω _G [s ⁻¹]	100,284	100,588	104,056	102,995	101,796	101,123
ω ₁ [s ⁻¹]	0,476	0,376	0	0	0	0
T _{R1} [kNm]	110,966	113,500	193,702	181,639	208,200	195,411
T _{R2} [kNm]	-110,966	-106,350	-57,277	-49,168	0	0
T _{rg} [kNm]	-6,489	-6,611	-7,997	-7,573	-7,094	-6,825
T _{sg} [kNm]	6,489	6,611	7,997	7,573	7,094	6,825
T _G [kNm]	-6,489	-6,611	-7,997	-7,573	-7,094	-6,825
P _{R1} [kW]	456,500	464,000	727,221	692,889	764,682	731,870
P _{R2} [kW]	234,600	242,670	154,004	134,325	0	0
P _{RG} [kW]	-637,030	-664,960	-810,686	-780,033	-703,473	-690,126
P _{sg} [kW]	-13,720	0	-21,503	0	-18,658	0
P _G [kW]	-650,750	-664,960	-832,190	-780,033	-722,131	-690,126
η[%]	94,1614	94,0976	94,4356	94,2964	94,4356	94,2964



d)



Fig. 5.5. Fluxurile puterilor reduse din sistemele: a) V1 (M = 2, L = 4), b) V2 (M = 2, L = 3),
c) V3 (M = 1, L = 4), d) V4 (M = 1, L = 3) e) V5 (M = 1, L = 3) și f) V6 (M = 1, L = 2).

Din analiza circulației fluxurilor de putere prezentate în fig. 5.5 decurg următoarele particularități:

- în sistemele diferențiale (V1 și V2, fig. 5.5a și b), unitatea planetară UP1 nu participă la transmiterea puterii mecanice (deoarece roata 1 se rotește în gol și celelalte legături exterioare ale unității planetare sunt caracterizate prin moment nul), puterea circulând în totalitate prin UP2;
- în sistemele cu rotorul R2 activ și statorul generatorului SG mobil (V1 și V3, fig. 5.5a și
 c), puterea livrată de rotorul R2 asigură necesarul de putere pentru statorul SG, restul puterii fiind transmis rotorului RG prin intermediul UP2;
- conform fig. 5.5c, d și e (V3, V4 și V5), puterea rotorului eolian principal R1 se ramifică prin cele două unități planetare (UP1 și UP2) și se distribuie către generator: spre rotorul RG și statorul SG, în fig. 5.5c și e, respectiv spre rotorul RG, în fig. 5.5d;

- în cazul sistemului monomobil cu o intrare și două ieșiri (V5, fig. 5.5e) intervine un flux de putere în circuit închis, prin UP2, în sens invers față de celelalte situații analizate;
- în sistemul monomobil cu o intrare și o ieșire (V6, fig. 5.5f), prin decuplarea rotorului R2
 și blocarea statorului SG, transmiterea puterii se realizează integral prin UP1;
- sistemele cu două rotoare contrarotative realizează o creștere semnificativă (~52%) a puterii reduse a generatorului față de cele cu un rotor: 1,433 (V2) față de 0,942 (V6);
- ramificarea puterii la ieșire (generator contrarotativ) aduce avantajul unui ușoare creșteri a puterii reduse |PG|/PR1 în cazurile M = 1: 1,144 (V3) vs 1,125 (V4), 0,944 (V5) vs 0,942 (V6).

5.6. Concluzii

În urma simulării numerice a comportamentului dinamic al celor șase sisteme eoliene, la viteză constantă a vântului, incluzând și rezultatele comparative pentru cele trei configurații cu generator contrarotativ: V1 (M = 2 și L = 4), V3 (M = 1 și L = 4) și V5 (M = 1 și L = 3), prezentate în fig. 5.2 și 5.3, s-au decelat următoarele concluzii:

- modelele elaborate permit identificarea valorilor tuturor mărimilor dinamice (viteze, accelerații, momente, puteri), atât în faza de pornire, cât și în regim staționar;
- sistemele eoliene cu rotoare contrarotative sau generator contrarotativ au avantajul unor puteri superioare față de cele convenționale; având însă o complexitate mai ridicată, este necesară o cunoaștere detaliată a comportamentului lor dinamic pentru a asigura o proiectare capabilă de performanțe superioare în exploatare;
- sistemele eoliene monomobile au performanțe energetice superioare în raport cu cele diferențiale;
- în cazul sistemelor cu două rotoare eoliene contrarotative, rotorul secundar R2 generează o putere semnificativ mai mică decât R1, ca urmare a vitezei mai mici a vântului receptat de acesta;
- la pornirea sistemului diferențial (v. cap. 3), sistemul eolian este adus mai întâi la turația
 de mers în gol (cu generatorul *necuplat* la rețea), apoi intră în sarcină prin cuplarea la
 rețea a generatorului, după care turația scade până în punctul staționar de funcționare;

- sistemul eolian monomobil (v. cap. 4) pornește din repaus, cu mișcare accelerată, având inițial ca rezistență doar inerția elementelor antrenate (generatorul rotindu-se inițial în gol); viteza fiind crescătoare, la atingerea vitezei $\omega_{\rm G} = b_{\rm G}/a_{\rm G}$ generatorul (cuplat inițial la rețea) intră în sarcină, sistemul evoluând până la atingerea punctului de funcționare în regim staționar;
- randamentul transmisiei, în cele șase variante considerate, are variații mici, fiind mai bun în cazul sistemelor cu ieșire contrarotativă;
- datorită proprietății de "însumare" a momentelor, sistemele monomobile pot oferi momente mai mari decât cele diferențiale și implicit pot asigura un aport mai ridicat de putere;
- în cazul celor trei variante cu generator contrarotativ, valorile din regim staționar ale vitezei unghiulare ω_G sunt caracterizate prin diferențe practic nesemnificative, cu un ușor avantaj pentru sistemele monomobile;
- timpul de pornire realizat de sistemul diferențial V1 (de cca. 50 s) este net mai redus față de sistemele monomobile, doar în premisa că în stare nefuncțională (de repaus) sistemul diferențial se mișcă permanent în gol; în caz contrar, în timpul de pornire se adaugă și perioada necesară antrenării sistemului din starea de repaus până la turația maximă de mers în gol;
- pe baza rezultatelor obținute se poate afirma că *sistemul eolian monomobil, cu rotoare eoliene contrarotative, amplificator de turație monomobil și generator contrarotativ* (V3) este superior energetic celorlalte sisteme;
- algoritmul de modelare dinamică propus este general, putând fi aplicat și pentru alte sisteme cu una sau două surse motoare (cu alte caracteristici mecanice), mecanism monomobil sau diferențial (indiferent de complexitatea structurală și constructivă), generator electric convențional sau contrarotativ (de curent continuu sau alternativ);
- alegerea într-o aplicație practică a unuia dintre cele șase tipuri de sisteme eoliene analizate presupune o analiză prealabilă multicriterială, în care să fie considerate și alte criterii (pe lângă cel de performanță energetică), precum: complexitate, cost, fiabilitate.

6. Direcții de cercetare privind dinamica sistemului eolian reglabil cu ax vertical

Pornind de la un sistem eolian cu ax orizontal și structură reglabilă (fig. 1.2), propus spre brevetare, în capitolele precedente s-au abordat modelarea analitică, în varianta generalizată și particularizată pe subcazurile aferente, strategia de stabilire a datelor numerice de intrare (care pot asigura compatibilitatea analizei comparative a structurilor derivate prin reglare) și simularea numerică coroborată cu analiza comparativă privind comportamentul dinamic al structurilor considerate, în fazele de pornire și de funcționare staționară.

Trecând la un nivel superior de complexitate, s-a propus un sistem eolian cu ax vertical (fig. 1.3), aflat în curs de brevetare, utilizat ca platformă pentru formularea direcțiilor viitoare de cercetare.

6.1. Variante derivate din structura eoliană reglabilă cu ax vertical

Sistemul eolian reglabil cu ax vertical (fig. 6.1) poate fi modelat dinamic prin aplicarea algoritmului general din fig. 2.1 pe baza structurii generalizate cu trei rotoare eoliene și generator contrarotativ. Acest sistem eolian generalizat bimobil se obține prin configurarea celor patru cuplaje C1...C4 în starea C_j = 2, j = 1...4; astfel, toate cele trei rotoare eoliene devin surse motoare (3 intrări), iar generatorul receptează puterea de ieșire din amplificator atât prin rotorul RG, cât și prin statorul SG (2 ieșiri). Sistemul este echipat cu două unități planetare coaxiale UP1 (conică) și UP2 (cilindrică), care pot funcționa în varianta monomobilă sau bimobilă (în funcție de starea cuplajelor C1, C2 și C3), trei rotoare eoliene coaxiale R1, R2 și R2 și un generator electric, care poate fi utilizat în mod convențional (statorul SG fix) sau contrarotativ (statorul SG mobil), prin comanda adecvată a cuplajului C4. Amplificator de turație planetar poate

fi reglat să funcționeze ca mecanism monomobil sau diferențial, cu una, două sau trei intrări și cu una sau două ieșiri contrarotative prin comanda adecvată a cuplajelor C1,...,C4. Rotorul R1 se rotește în sens contrar rotorului R2, rotoarele R2 și R3 având același sens de rotație. În modelarea analitică, rotoarele eoliene care nu transmit putere se rotesc în gol.





b)

Fig. 6.1. Sistemul eolian generalizat cu ax vertical: a) schema structurală și b) schema bloc.

Conform fig. 6.1, cuplajele C1...C3 au câte trei stări funcționale, iar cuplajul C4 – două stări; ca urmare, se obțin 54 de variante posibile, dintre care numai 26 de variante sunt viabile, trei dintre acestea fiind identice funcțional cu alte trei variante (tab. 6.1). Celelalte 28 de variante (neincluse în tab. 6.1) sunt neviabile din punct de vedere mecanic: nu au nicio intrare (Cj \neq 2, j = 1...3 – 16 variante), 6 variante sunt sisteme bimobile cu T_{SG}/T_{RG} \neq -1 sau sunt structuri blocate (M = 0, 6 variante).

Vər	Stare cuplaj			aj	Darticularități			
C1 C2 C3		C4	rarucularitaçi					
Sisteme bimobile								
VO	2	2	2	2	M = 2, L = 5; intrări: R1, R2 și R3; ieșiri: RG și SG (caz general)			
V1	2	2	2	1	M = 2, L = 4; intrări: R1, R2 și R3; ieșire: RG, T7 = 0, $\omega_7 \neq 0$, $\omega_{sg} = 0$			
V2	2	2	0	2	M = 2, L = 4; intrări: R1 și R2; ieșiri: RG și SG, T _{R3} = 0, $\omega_8 \neq 0$			
V3	2	2	0	1	M = 2, L = 3; intrări: R1 și R2; ieșire: RG, T_{R3} = 0, T_7 = 0, ω_{SG} = 0, ω_7 = $\omega_8 \neq 0$			
V4	2	0	2	2	M = 2, L = 4; intrări: R1 și R3; ieșiri: RG și SG, T _{R2} = 0, $\omega_{H1} \neq 0$			
V5	2	0	2	1	M = 2, L = 3; intrări: R1 și R3; ieșire: RG, T_{R2} = 0, T_7 = 0, ω_{SG} = 0, $\omega_{H1} \neq 0$, $\omega_7 \neq 0$			
V6	0	2	2	2	M = 2, L = 4; intrări: R2 și R3; ieșiri: RG și SG, T _{R1} = 0, ω ₉ ≠ 0			
V7	0	2	2	1	M = 2, L = 3; intrări: R2 și R3; ieșire: RG, T_{R1} = 0, T_7 = 0, ω_{SG} = 0, $\omega_9 \neq 0$, $\omega_7 \neq 0$			
Sisteme monomobile								
V8	2	2	1	2	M = 1, L = 3; intrări: R1 și R2; ieșire: RG; T_{R3} = 0, ω_7 = ω_8 = ω_{SG} = 0			
٧٩	1/9 2 2	1	1	M = 1, L = 3; intrări: R1 și R2; ieșire: RG; T_{R3} = 0, ω_7 = ω_8 = ω_{SG} = 0				
	2			Varianta V9 este identică funcțional cu V8				
V10	2	1	2	2	M = 1, L = 4; intrări: R1 și R3; ieșiri: RG și SG; T _{R2} = 0, ω_{H1} = 0			
V11	2	1	2	1	M = 1, L = 3; intrări: R1 și R3; ieșire: RG; T_{R2} = 0, ω_{H1} = 0, T_7 = 0, $\omega_7 \neq$ 0, ω_{SG} = 0			
V12	1	2	2	2	M = 1, L = 4; intrări: R2 și R3; ieșiri: RG și SG; T _{R1} = 0, $\omega_9 = \omega_{H2} = \omega_2 = 0$			
V13	1	2	2	1	M = 1, L = 3; intrări: R2 și R3; ieșire: RG; T_{R1} = 0, T_7 = 0, ω_9 = 0, $\omega_7 \neq$ 0, ω_{SG} = 0			
V14	2	1	0	2	M = 1, L = 3; intrare: R1; ieșiri: RG și SG; T_{R2} = 0, T_{R3} = 0, ω_{H1} = 0			

Tab. 6.1. Variantele viabile derivate din sistemul eolian reglabil cu ax vertical

V15	2	1	0	1	M = 1, L = 2; intrare: R1; ieșire: RG; T_{R2} = 0, T_{R3} = 0, T_7 = 0, $\omega_7 \neq 0$, ω_{H1} = 0, ω_{SG} = 0
V16	2	0	1	2	M = 1, L = 2; intrare: R1; ieșire: RG; T_{R2} = 0, T_{R3} = 0, $\omega_{H1} \neq 0$, $\omega_7 = \omega_8 = \omega_{SG} = 0$
V17	2	0	1	1	M = 1, L = 2; intrare: R1; ieșire: RG; T _{R2} = 0, T _{R3} = 0, $\omega_{H1} \neq 0$, $\omega_7 = \omega_8 = \omega_{SG} = 0$ Varianta V17 este identică funcțional cu V16
V18	1	2	0	2	M = 1, L = 3; intrare: R2; ieșiri: RG și SG; T_{R1} = 0, T_{R3} = 0, ω_9 = ω_{H2} = ω_2 = 0
V19	1	2	0	1	M = 1, L = 2; intrare: R2; ieșiri: RG; T_{R1} = 0, T_{R3} = 0, T_7 = 0, $\omega_7 \neq 0$, ω_9 = 0, ω_{SG} = 0
V20	0	2	1	2	M = 1, L = 2; intrare: R2; ieșire: RG; $T_{R1} = 0$, $T_{R3} = 0$, $\omega_9 \neq 0$, $\omega_7 = \omega_8 = \omega_{SG} = 0$
V21	0	2	1	1	M = 1, L = 2; intrare: R2; ieșire: RG; T _{R1} = 0, T _{R3} = 0, $ω_9 ≠ 0$, $ω_7 = ω_8 = ω_{SG} = 0$ Varianta V21 este identică funcțional cu V20
V22	1	0	2	2	M = 1, L = 3; intrare: R3; ieșiri: RG și SG; T_{R1} = 0, T_{R2} = 0, ω_9 = ω_{H2} = ω_2 = 0
V23	1	0	2	1	M = 1, L = 2; intrare: R3; ieșire: RG; T_{R1} = 0, T_{R2} = 0, T_7 = 0, $\omega_7 \neq 0$, ω_9 = 0, ω_{SG} = 0
V24	0	1	2	2	M = 1, L = 3; intrare: R3; ieșiri: RG și SG; T_{R1} = 0, T_{R2} = 0, $\omega_9 \neq 0$, ω_{H1} = 0
V25	0	1	2	1	M = 1, L = 2; intrare: R3; ieșire: RG; $T_{R1} = 0$, $T_{R3} = 0$, $T_7 = 0$, $\omega_9 \neq 0$, $\omega_{H1} = 0$, $\omega_{SG} = 0$
Cupl	Cuplajul este: Cj = 0 => decuplat, Cj = 1 => cuplat la bază, Cj = 2 => cuplat la un element mobil, j = 13.				

Algoritmului general de modelare dinamică (fig. 2.1) permite obținerea modelului dinamic generalizat al sistemului reglabil, din care se pot deriva, prin particularizare, modelele dinamice pentru toate variantele funcționale ale sistemelor eoliene cu ax vertical, reprezentate în tab. 6.2, de tip:

- diferențial cu trei intrări și două ieșiri (tab. 6.1 și fig. 6.1 var. VO);
- diferențial cu trei intrări și o ieșiri (tab. 6.1 și 6.2 var. V1);
- diferențial cu două intrări și două ieșiri (tab. 6.1 și 6.2 var. V2, V4 și V6);
- diferențial cu două intrări și o ieșire (tab. 6.1 și 6.2 var. V3, V5 și V7);
- monomobil cu două intrări și două ieșiri (tab. 6.1 și 6.2 var. V10 și V12);
- monomobil cu două intrări și o ieșire (tab. 6.1 și 6.2 var. V8/V9, V11 și V13);
- monomobil cu o intrare și două ieșiri (tab. 6.1 și 6.2 var. V14, V18, V22 și V24);
- monomobil cu o intrare și o ieșire (tab. 6.1 și 6.2 var. V15, V16/V17, V19/20, V23, V25).

























Precizare: elementele reprezentate cu linie întreruptă se rotesc în gol; ele nu intervin direct în transmiterea puterii, dar intervin în dinamică prin momentele mecanice de inerție proprii! Cuplajul este: Cj = 0 => decuplat, Cj = 1 => cuplat la bază, Cj = 2 => cuplat la un element mobil, j = 1...3.

Conform fig. 6.1, amplificatorul de turație planetar este format prin conectarea unității planetare conice UP1, cu sateliți dubli, la unitatea planetară cilindrică diferențială UP2, cu sateliți simpli. Unitatea planetară conică este formată din roata centrală conică 2, care poate fi solidarizată cu rotorul eolian R1 sau cu baza 0 prin intermediul cuplajului C1. Roata 2 angrenează cu roata conică 1" solidarizată coaxial cu roata conică 1, care angrenează cu roata centrală conică 3 și care transmite simultan puterea mecanică la elementul port-sateliți H₁, care poate fi solidarizat cu rotorul eolian R2 prin intermediul cuplajului C2. Unitatea planetară diferențială cilindrică UP2 conține roata centrală cu dantură interioară 4, elementul port-sateliți H₂ solidarizat cu roata 2 și articulat printr-o cuplă de rotație cu roata satelit 5, care angrenează simultan cu roata centrală cu dantură exterioară 6 și cu roata 4, care poate fi solidarizată cu rotorul eolian R3 prin intermediul cuplajului C3. Rotorul RG este solidarizat cu roata 6, iar statorul SG este solidarizat cu roata 4 prin intermediul elementului de legătură 7. Metoda de reglare cuprinde 26 de combinații compatibile dintre stările cuplajelor C1, C2, C3 și C4, care conduc la 23 de situații funcționale distincte ale sistemului eolian (deoarece trei dintre acestea se repetă funcțional: V8=V9, V16=V17 și V20=V21).

Pornind de la schema generală a sistemului eolian vertical (fig. 6.1), prin reglarea adecvată a stării cuplajelor componente sunt derivate nouă variante funcționale de sisteme eoliene, cu două ieșiri contrarotative, care au la bază aceeași structură a amplificatorului de turație:

- M = 2 și L = 5 (1 variantă: V0);
- M = 2 și L = 4 (3 variante: V2, V4 și V6);
- M = 1 și L = 4 (2 variante: V10 și V12);
- M = 1 și L = 3 (3 variante: V14, V18, V22).

6.2. Particularități ale variantelor funcționale cu generator contrarotativ

Prin particularizări adecvate ale cuplajelor C1,...,C3 și C4 = 2, din sistemul "generator" (fig. 6.1) rezultă următoarele nouă variante cu generator electric contrarotativ:

- Sistem diferențial cu trei intrări (R1, R2 și R3) și două ieșiri (V0, fig. 6.1): rotorul eolian R1 este conectat la roata 2, rotorul eolian R2 este conectat la elementul H1, rotorul eolian R3 este conectat la roata 4. Mecanismul însumează ponderat vitezele de intrare și momentele de intrare (C1 = 2, C2 = 2, C3 = 2, C4 = 2);
- Sistem diferențial cu două intrări (R1 și R2) și două ieșiri (V2, tab. 6.2): rotorul eolian R1 este conectat la roata 2, rotorul eolian R2 este conectat la elementul H1 prin intermediul cuplajului C2, rotorul eolian R3 este deconectat de la roata 4. Mecanismul însumează ponderat vitezele de intrare date de rotoarele eoliene R1 și R2 (C1 = 2, C2 = 2, C3 = 1, C4 = 2);
- 3. Sistem diferențial cu două intrări (R1 și R3) și două ieșiri (V4, tab. 6.2): rotorul eolian R1 este conectat la roata 2, prin intermediul cuplajului C1; rotorul eolian R2 este deconectat de la elementul H1 prin intermediul cuplajului C2, care rămâne decuplat, iar rotorul eolian R3 este conectat la roata 4 prin intermediul cuplajului C3. Mecanismul însumează ponderat vitezele de intrare date de rotoarele R1 și R3 eoliene (C1 = 2, C2 = 0, C3 = 2, C4 = 2);
- 4. Sistem diferențial cu două intrări (R2 și R3) și două ieșiri (V6, tab. 6.2): rotorul eolian R1 este deconectat de la roata 2; rotorul eolian R2 este conectat la elementul H1 prin intermediul cuplajului C2, rotorul eolian R3 este conectat la roata 4 prin intermediul cuplajului C3. Mecanismul însumează ponderat vitezele de intrare date de rotoarele R2 și R3 eoliene (C1 = 0, C2 = 2, C3 = 2, C4 = 2);
- 5. Sistem monomobil cu două intrări (R1 și R3) și două ieșiri (V10, tab. 6.2): rotorul eolian R1 este conectat la roata 2, rotorul eolian R2 este liber, iar elementul H1 este fixat la baza 0 prin intermediul cuplajului C2; rotorul eolian R3 este conectat la roata 4 prin intermediul cuplajului C3. Mecanismul însumează ponderat momentele de intrare generate de rotoarele R1 și R3 eoliene (C1 = 2, C2 = 1, C3 = 2, C4 = 2);
- 6. *Sistem monomobil cu două intrări (R2 și R3) și două ieșiri* (V12, tab. 6.2): rotorul eolian R1 este deconectat la roata 2, care este conectată la bază prin intermediul cuplajului C1,

rotorul eolian R2 este conectat la elementul H1 prin intermediul cuplajului C2; rotorul eolian R3 este conectat la roata 4 prin intermediul cuplajului C3. Mecanismul însumează ponderat momentele de intrare generate de rotoarele R2 și R3 eoliene (C1 = 1, C2 = 2, C3 = 2, C4 = 2);

- Sistem monomobil cu o intrare (R1) și două ieșiri (V14, tab. 6.2): rotorul eolian R1, solidarizat cu elementul 10, este conectat la roata 2 prin intermediul cuplajului C1, rotorul eolian R2 este deconectat de elementul H1, care este fixat la baza 0 prin intermediul cuplajului C2, rotorul eolian R3 este deconectat de roata 4 prin intermediul cuplajului C3 (C1 = 2, C2 = 1, C3 = 0, C4 = 2);
- Sistem monomobil cu o intrare (R2) și două ieșiri (V18, tab. 6.2): rotorul eolian R1 este decuplat de roata centrală 2 cuplată la bază prin cuplajul C1, rotorul eolian R2 este conectat de elementul H1, rotorul eolian R3 este deconectat de roata 4 datorită cuplajului C3 (C1 = 1, C2 = 2, C3 = 0, C4 = 2);
- 9. Sistem monomobil cu o intrare (R3) și două ieșiri (V22, tab. 6.2): rotorul eolian R1 este decuplat de roata centrală 2, fixată la bază prin intermediul cuplajului C1, rotorul eolian R2 este deconectat de elementul H1, rotorul eolian R3 este conectat la roata 4 prin intermediul cuplajului C3 (C1 = 1, C2 = 0, C3 = 2, C4 = 2).

Cuplajul C1 în starea *cuplat* 2 realizează solidarizarea elementului 10 cu roata 2, iar în starea *cuplat* 1 asigură solidarizarea roții centrale 2 cu bază 0; cuplajul C2 în starea *cuplat* 1 solidarizează elementul port-satelit H1 cu baza 0, iar în starea *cuplat* 2 solidarizează elementul port-satelit H1 cu baza 0, iar în starea *cuplat* 2 solidarizează elementului port-satelit H1 cu elementul 9; cuplajul C3 în starea *cuplat* 2 realizează solidarizarea elementului 8 cu roata 4, iar în starea *cuplat* 1 realizează fixarea la bază a roții 4; cuplajul C4 are numai două stări: în starea *cuplat* 1 realizează solidarizarea statorului SG cu bază 0, iar în starea cuplat 2 conectează SG cu roata 4. Cuplajele C1, C2 și C3 lasă liberă mișcarea elementelor adiacente în starea *decuplat* 0.

PRECIZĂRI:

1) Dintre cele 9 variante contrarotative, mai sus precizate, au fost decelate patru variante (A, B, C și D, subcap. 6.3), pentru a fi modelate în continuare și analizate comparativ din punct de vedere energetic.

2) În cazul celor patru exemple complexe, abordate în subcap. 6.3, analiza comparativă energetică este realizată în regim staționar, *abstracție făcând de caracteristicile mecanice ale*

rotoarelor eoliene și generatorului electric; această analiză comparativă pune în evidență, cu precădere, comportamentul energetic al amplificatorului de turație în cele patru configurații considerate și, indirect, performanțele turbinelor eoliene aferente; se eludează astfel faza de punere în funcțiune (pornire) cu mai multe rotoare eoliene, care, în această etapă, prezintă anumite incertitudini, cu precădere în cazul sistemelor diferențiale.

3) Abordarea generalizată pe calea *dinamică* a tuturor celor 23 de variante, similară celei din capitolele precedente, urmează să fie integrată în viitoarele obiective de cercetare privind performanțele energetice ale acestor sisteme eoliene, fiind vizate direct: strategii viabile de punere în funcționare (pornire) a sistemelor cu mai multe rotoare, comportamentul dinamic în fazele tranzitorii de pornire și oprire și, evident, performanțele energetice evidențiate pe baza punctelor de funcționare în regim staționar (v. subcap. 6.3.6).

6.3. Analiza comparativă energetică în regim staționar a patru variante cu generator contrarotativ

Sistemele eoliene cu generator contrarotativ (SEGC) au randamente superioare în raport cu cele clasice cu generatoare convenționale (cu stator fix) ca urmare a transmiterii ramificate a puterii mecanice și vitezelor relative mai mari dintre rotorul și statorul generatorului electric. Un generator contrarotativ are ambele armături (rotor și stator) mobile, care se rotesc în sensuri contrare; uzual, din motive inerțiale, rotorul generatorului are o turație mai mare decât a statorului. Performanțele energetice ale SEGC sunt semnificativ influențate de numărul rotoarelor eoliene din structura acestora, precum și de tipul amplificatorului de turație.

Pentru a evidenția influența numărului de rotoare (intrări) și a gradului de mobilitate, în continuare este abordată o comparație între SEGC cu amplificator de turație monomobil și respectiv bimobil, cu o intrare (cu un rotor eolian și implicit numărul total de legături exterioare L = 3), cu două intrări (2 rotoare eoliene și L = 4), respectiv trei intrări (3 rotoare eoliene și L = 5). Astfel, din cele nouă variante funcționale SEGC, prezentate în subcap. 6.2, sunt selectate pentru analiza comparativă patru cazuri reprezentative:

141

- Cazul A: transmisie bimobilă cu trei intrări R1, R2 și R3 (V0: M = 2, L = 5);
- Cazul B: transmisie monomobilă cu două intrări R1 și R3 (V10: M = 1, L = 4);
- Cazul C: transmisie bimobilă cu două intrări R1 și R2 (V2: M = 2, L = 4);
- Cazul D: transmisie monomobilă cu o intrare R1 (V14: M = 1, L = 3).

Toate cele patru cazuri au în comun rotorul primar R1, care este cuplat cu roata conică 2, solidarizată cu elementul suport-axe H2. Puterea generată de R1 este distribuită ramificat către unitatea planetară UP2 atât prin roata centrală conică 3, solidarizată cu roata centrală cilindrică 4, cât și direct prin elementul H2; mai departe, puterea se transmite ramificat prin unitatea UP2 către rotorul GR = 6 și, respectiv, către statorul GS = 7.

Variantele SEGC abordate (cazurile A...D) utilizează același amplificator de turație, în următoarele premise:

- roțile omoloage din cele patru variante au aceleași numere de dinți zi, i = 1', 1",....,6;
- angrenajele omoloage cu axe fixe au aceleași randamente;
- pentru facilitarea modelării cinematice, se consideră că decuplarea cuplajului aferent unui rotor eolian este însoțită și de blocarea la bază a rotorului, ceea ce înseamnă că atât momentul, cât și viteza rotorului devin nule.

Ĩn aceste premise, problema abordată se referă la modelarea analitică a parametrilor considerați criterii principale de comparație: raportul cinematic de amplificare a turației de la rotorul primar R1 la generatorul G (i_a), randamentul transmisiei (η), puterea mecanică transmisă generatorului electric (P_G), precum și circulația fluxului de putere. Pentru simplitate, semnificația simbolurilor utilizate în ecuații este precizată numai în Lista de notații, fără a mai fi reluată în textul capitolului.

6.3.1. Modelarea analitică a funcțiilor mișcărilor și momentelor în regim staționar

Modelarea cinematică și statică a SEGC selectate se poate aborda pe baza schemelor bloc aferente acestora, fig. 6.2. Aplicând metoda descompunerii transmisiilor complexe considerate în unitățile planetare UP1 și UP2, în conformitate cu schemele bloc din fig. 6.2 se pot scrie următoarele corelații [85, 90]:

142



Fig. 6.2. *Scheme bloc aferente transmisiilor pentru: a) cazul A (V0); b) cazul B (V10); c) cazul C (V2); d) cazul D (V14).*
r

• Unitatea planetară UP1:

$$UP1: \begin{cases} i_{32}^{H_{1}} = i_{01} = \frac{\omega_{3H_{1}}}{\omega_{2H_{1}}} = -\frac{z_{1}}{z_{3}} \frac{z_{2}}{z_{1^{''}}} \\ \omega_{3} = \omega_{2}i_{01} - \omega_{H_{1}} \left(1 - i_{01}\right) \implies i_{32} = i_{01} + \frac{\omega_{H_{1}}}{\omega_{2}} \left(1 - i_{01}\right) \\ T_{3}i_{01}\eta_{01}^{x} + T_{2'} = 0 \\ T_{3} + T_{2'} + T_{H_{1}} = 0 \end{cases}$$
(6.1)

în care x = ± 1 în funcție de sensul de transmitere a fluxului de putere prin unitatea cu axe fixe asociată unității planetare (obținută prin inversiunea mișcării față de H1 [85, 90]). Pentru cazul A (fig. 6.2a) și cazul B (fig. 6.2b), semnul exponentului x depinde de raportul $k_t = -T_{R3} / T_{R1}$: pentru $k_t > 1$, x = +1, iar pentru $k_t < 1$, x = -1. În cazul C (fig. 6.2c), respectiv cazul D (fig. 6.2d), x = -1.

• Unitatea planetară UP2:

$$UP2: \begin{cases} i_{64}^{H_2} = i_{02} = \frac{\omega_{6H_2}}{\omega_{4H_2}} = -\frac{z_4}{z_6} \\ \omega_6 = \omega_4 i_{02} + \omega_{H2} (1 - i_{02}) \Longrightarrow i_{64} = i_{02} + \frac{\omega_{H_2}}{\omega_4} (1 - i_{02}) \\ T_6 i_{02} \eta_{02}^w + T_4 = 0 \\ T_6 + T_4 + T_{H_2} = 0 \end{cases}$$
(6.2)

în care semnul exponentului w se calculează cu relația [85, 90]:

$$w = sgn(\omega_{6H_2}T_6) = sgn\left(\frac{i_{02}}{1-i_{02}}\right) = -1,$$
 (6.3)

unde sgn reprezintă funcția signum.

PRECIZARE: modelarea cinematică și statică pentru cazul general (Caz A) are la bază ecuațiile (6.1) și (6.2), la care se adaugă corelațiile cinematice și statice aferente legăturilor dintre unitățile planetare, rotoarele eoliene și generatorul electric. Prin particularizările modelului-arhetip analitic aferent cazului A se obțin relațiile de calcul pentru celelalte trei cazuri funcționale (B, C și D).

Modelarea cinematică

Transmisia cu trei intrări (Caz A, fig. 6.2a) se caracterizează prin două viteze exterioare independente, de exemplu ω_{R1} și ω_{R2} . Din considerente privind simplificarea simulărilor numerice, se preferă utilizarea raportului vitezelor de intrare $k_{\omega} = -\omega_{R2}/\omega_{R1}$ ca variabilă independentă în locul vitezei ω_{R2} . Conform fig. 6.2a, la ecuațiile cinematice (6.1) și (6.2) se adaugă următoarele corelații aferente legăturilor dintre componentele SEGC:

$$\begin{cases} \omega_{R1} = \omega_2 = \omega_{H_2} \\ \omega_{R2} = \omega_9; \ \omega_{R2} = -k_{\omega}\omega_{R1} \\ \omega_9 = \omega_{H_1} \\ \omega_3 = \omega_4 = \omega_7 = \omega_8 \\ \omega_7 = \omega_{GS}; \ \omega_8 = \omega_{R3} \\ \omega_6 = \omega_{GR} \\ \omega_G = \omega_{GR} - \omega_{GS} \end{cases}$$
(6.4)

Rezultă astfel un set de 14 ecuații independente și 16 necunoscute, ceea ce permite descrierea celor 14 variabile cinematice dependente ($\omega_{R2}, \omega_{R3}, \omega_{GR}, \omega_{GS}, \omega_{G}, \omega_{2}, \omega_{3}, \omega_{4}, \omega_{6}, \omega_{7}, \omega_{8}, \omega_{9}, \omega_{H_{1}}, \omega_{H_{2}}$) în funcție de variabilele independente ω_{R1} și k_{ω} .

Celelalte trei situații de funcționare derivate din cazul general A (cazurile B, C și D) pot fi modelate cinematic pe baza relațiilor obținute anterior pentru *modelul-arhetip*, în care intervin următoarele particularizări:

- Caz B: C2 = 1 și $\omega_{R2} = 0$, implicit: $\omega_9 = \omega_{H1} = 0$ (fig. 6.2b);
- Caz C: C3 = 1 și $\omega_{R3} = 0$, implicit: $\omega_{R3} = 0$ și $\omega_{7} = \omega_{4} = \omega_{3} \neq 0$ (fig. 6.2c);
- Caz D: C2 = 1, C3 = 0 și $\omega_{R2} = \omega_{R3} = 0$, implicit: $\omega_9 = \omega_{H1} = 0$, $\omega_8 = 0$ și $\omega_7 = \omega_4 = \omega_3 (\neq 0)$ (fig. 6.2d).

Raportul de amplificare i_a al transmisiei se determină cu relația:

$$i_{a} = \frac{\omega_{G}}{\omega_{R1}}.$$
(6.5)

Prin rezolvarea setului de ecuații cinematice (6.1), (6.2), (6.4) și (6.5), considerând particularizările anterioare, se obțin corelațiile cinematice ale amplificatoarelor de turație din

fig. 6.2, sistematizate în tab. 6.3. Se poate observa că, exceptând viteza ω_{R3}, relațiile de calcul sunt identice pentru cazurile A și C (variante M = 2), respectiv B și D (variante M = 1).

Tab. 6.3. Expresiile analitice ale parametrilor cinematici dependenți și raportului cinematicde amplificare, corespunzători celor patru situații de funcționare (fig. 6.1 și fig. 6.2).

	Caz A	Caz C	Caz B	Caz D		
$\omega_{\rm R2}$	$-\omega_{R1}^{k}k_{\omega}$	$-\omega_{R1}k_{\omega}$	0	0		
$\omega_{\rm R3}$	$\omega_{R1} \Big[i_{01} - k_{\omega} \Big(1 - i_{01} \Big) \Big]$	0	$\omega_{R1}i_{01}$	0		
ω_{RG}	$\omega_{R1} \Big[i_{02} (i_{01} - 1) (1 - 1) \Big]$	$+k_{\omega}+1$	$\omega_{R1} \left[i_{02} \left(i_{01} - 1 \right) + 1 \right]$			
ω_{SG}	$\omega_{R1} \left[i_{01} - k_{\omega} \left(1 \right) \right]$	-i ₀₁)]	$\omega_{R1}^{i}_{01}$			
ω_{G}	$\omega_{R1}(1-i_{01})(1-i_{02})$	$(1+k_{\omega})$	$\omega_{R1}(1-i_{01})(1-i_{02})$			
i _a	$(1-i_{01})(1-i_{02})$	$(1+k_{\omega})$	$(1-i_{01})(1-i_{02})$			

Modelarea momentelor în regim staționar

Pe baza ecuațiilor de momente din relațiilor (6.1) și (6.2), rezultate din modelarea celor două unități planetare, și a ecuațiilor de echilibru static a arborilor izolați din componența SEGC - Caz A (fig. 6.2a), se obține următorul set de ecuații ale momentelor în condiții staționare:

$$\begin{cases} T_{R1} - T_2 = 0 \\ T_2 - T_{2'} - T_{2''} = 0; \ T_{2'} = -i_{01}T_3; \ T_{2''} = T_{H_2} \\ -T_3 - T_4 + T_7 + T_8 = 0 \\ T_9 - T_{H_1} = 0; \ T_{H_1} = (i_{01} - 1)T_3; \ T_{H_2} = (i_{02} - 1)T_6 \\ T_4 = -i_{02}T_6 \\ T_{R2} - T_9 = 0; \ T_{R3} - T_8 = 0; \ T_{R3} = -k_t T_{R1} \\ T_{RG} - T_6 = 0; \ T_{SG} - T_7 = 0; \ T_G = T_{RG} = -T_{SG} \end{cases}$$
(6.6)

în care $\overline{i_{01}} = i_{01}\eta_{01}^x$, $\overline{i_{02}} = i_{02}\eta_{02}^w$. Rezultă astfel un sistem determinat de 16 ecuații liniare cu 16 momente dependente (T_{R2} , T_{R3} , T_{RG} , T_{SG} , T_{G} , T_{2} , $T_{2'}$, T_{3} , T_{4} , T_{6} , T_{7} , T_{8} , T_{9} , $T_{H_{1}}$, $T_{H_{2}}$) și

două variabile independente T_{R1} și T_{R3} , înlocuite prin T_{R1} și raportul momentelor de intrare $k_t = -T_{R3} / T_{R1}$. Pentru celelalte trei situații de funcționare, relațiile (6.6) rămân valabile cu următoarele particularizări:

- Caz B: C2 = 1, implicit $T_{R2} = 0$, respectiv $T_9 = 0$ și $T_{H_1} \neq 0$ (fig. 6.2b);
- Caz C: C3 = 1, implicit $T_{R3} = 0$, respectiv $T_8 = 0$ (fig. 6.2c);
- Caz D: C2 = 1, C3 = 0, implicit $T_{R2} = 0$ și $T_{R3} = 0$, respectiv $T_8 = 0$, $T_9 = 0$ și $T_{H_1} \neq 0$ (fig. 6.2d).

Rezolvarea sistemului linear (6.6), cu considerarea particularităților aferente fiecărui caz, conduce la expresiile momentelor sistematizate în tab. 4, corespunzătoare celor patru situații de funcționare A, B, C și D. Se poate remarca că momentele au expresii identice în cazurile A și B, respectiv C și D, cu excepția momentelor de intrare nule; în plus, relațiile de calcul ale momentelor în cazurile C și D se obțin prin particularizarea celor din cazurile A și B considerând $k_{t} = 0$.

6.3.2. Modelarea puterilor și a randamentelor în regim staționar

Puterile mecanice pe arborii amplificatorului de turație se pot stabili analitic având în vedere rezultatele cinematice din tab. 6.3 și a celor statice din tab. 6.4, în funcție de parametrii independenți T_{R1} , ω_{R1} , k_t și k_{ω} . Relațiile obținute pentru puteri ($P_i = T_i \cdot \omega_i$ pe arborele i, i = 1, 2...) sunt sistematizate în tab. 6.5 pentru cele patru cazuri în studiu.

Pornind de la expresia randamentului pentru cazul A, în ipoteza rotoarelor eoliene motoare (P_{Ri} > 0, i = 1,2,3), se obține expresia randamentului:

$$\eta = -\frac{P_{G}}{P_{R1} + P_{R2} + P_{R3}} = -\frac{\omega_{GR} T_{GR} + \omega_{GS} T_{GS}}{\omega_{R1} T_{R1} + \omega_{R2} T_{R2} + \omega_{R3} T_{R3}},$$
(6.7)

din care rezultă, prin particularizare, și randamentele celorlalte amplificatoare de turație (cazurile B, C și D); relațiile analitice ale randamentului pentru toate cele patru cazuri sunt centralizate, de asemenea, în tab. 6.5.

	Caz A	Caz B	Caz C	Caz D			
T _{R2}	$T_{R1}(k_t - 1)$	0	-T _{R1}	0			
Т _{RЗ}	-T _R	¦k _t	0	0			
T _{RG}	$-T_{R1} \frac{(1-1)}{(i_{01}-1)}$	$\frac{k_{t}\overline{i_{01}}}{)(\overline{i_{02}}-1)}$	$-T_{R1} \frac{1}{(i_{01} - 1)(i_{02} - 1)}$				
T _{sg}	$T_{R1} \frac{\left(1-I\right)}{\left(\overline{i_{01}}-1\right)}$	$\frac{\overline{(i_{02} - 1)}}{(i_{02} - 1)}$	$T_{R1} \overline{\left(\overline{i_{01}} - \right)}$	$\frac{1}{1)(\overline{i_{02}}-1)}$			
T _{2'}	$-T_{R1}\frac{\overline{i_{01}}(I)}{\overline{i_{02}}}$	$\frac{(t_{t}-1)}{1-1}$	$T_{R1} \frac{\overline{i_{01}}}{i_{01} - 1}$				
T _{2"}	$-T_{R1} \frac{1-1}{i_{0}}$	$k_{1}\overline{k_{01}}$	-T _{R1}	$-T_{R1}\frac{1}{i_{01}-1}$			
T ₃	$T_{R1} \frac{k_t}{i_{01}}$	<u>-1</u> -1	-T _{R1}	<u>1</u> i ₀₁ -1			
T ₄	$T_{R1} \frac{\overline{i_{02}} \left(1 - \frac{1}{1}\right)}{\left(\overline{i_{01}} - 1\right)}$	$\frac{-k_{t}\overline{i_{01}}}{\left(\overline{i_{02}}-1\right)}$	$T_{R1} \overline{\left(\overline{i_{01}} - \right)}$	$\frac{\overline{i_{02}}}{1)(\overline{i_{02}}-1)}$			
T_{H_1}	T _{R1} (k _t	- 1)	_	T _{R1}			
Notes: T _z	$T_{2} = T_{R1}, T_{G} = T_{GR}, T_{6}$	$= T_{GR}$, $T_7 = T_{GS}$, T_7	$T_{8}^{H} = T_{R3}^{H}, T_{9}^{H} = T_{R2}^{H}, T_{H}^{H}$	$T_{2} = T_{2"}$.			

Tab. 6.4. <i>Expresiile momentelor SEGC aferente celor patru situații de funcționare</i>
(fig. 6.1 și fig. 6.2).

σ	P ₂	P	P	P	PSG	P _{RG}	P _{R3}	P _{R2}		
$\omega_{R_{1}}T_{R_{1}} \frac{\left[i_{01}-k_{\infty}\left(1-i_{01}\right)\right](k_{t}-1)}{i_{01}-1}$	$-\omega_{R1}T_{R1}\frac{1-k_{t}I_{01}}{I_{01}-1}$	$-\omega_{R1}T_{R1}\frac{i_{01}(k_t-1)}{i_{01}-1}$	T _{R1} 00 _{R1}	${}^{-\varpi_{R1}T_{R1}}\frac{(1{}^{-i}o_{1})(1{}^{-i}o_{2})(1{}^{+}k_{\omega})(1{}^{-}k_{t}\overline{i}\overline{o_{1}})}{\left(\overline{i}_{01}{}^{-}1\right)\left(\overline{i}_{02}{}^{-}1\right)}$	$ ^{\mathfrak{S}_{R1}T_{R1}} \frac{\left(1-k_{t} \overset{i}{\overline{l}_{O1}}\right) \left[i_{O1}-k_{\varpi} \left(1-i_{O1}\right)\right]}{\left(\overline{l}_{O1}-1\right) \left(\overline{l}_{O2}-1\right)} $	$-\omega_{R1}T_{R1}\frac{\left(1-k_{t}\overline{i_{01}}\right)\left[i_{02}\left(i_{01}-1\right)\left(1+k_{\infty}\right)+1\right]}{\left(\overline{i_{01}}-1\right)\left(\overline{i_{02}}-1\right)}$	$-\omega_{R1}T_{R1}k_t \left[i_{01}-k_{\alpha}\left(1-i_{01}\right)\right]$	$-\omega_{R1}T_{R1}k_{\omega}(k_{t}-1)$	Caz A	Tab. 6.5. <i>Expres</i>
$\omega_{R1}T_{R1}\frac{i_{01}(k_t-1)}{i_{01}-1}$	$-\omega_{R1}T_{R1}\frac{1-k_{t}I_{01}}{I_{01}-1}$	$-\omega_{R1}T_{R1}\frac{i_{01}(k_t - 1)}{i_{01} - 1}$	T _{R1} 00 _{R1}	$- {}^{c_{0}}_{R1} T_{R1} \frac{(1 - i_{01})(1 - i_{02})(1 - k_{t}i_{01})}{(i_{01} - 1)(i_{02} - 1)}$	$\omega_{R1}T_{R1}\frac{i_{01}\left(1-k_{t}\overline{i_{01}}\right)}{\left(\overline{i_{01}}-1\right)\left(\overline{i_{02}}-1\right)}$	$-\omega_{R1}T_{R1}\frac{\left(1-k_{t}\overline{i_{01}}\right)\left[i_{02}\left(i_{01}-1\right)+1\right]}{\left(\overline{i_{01}}-1\right)\left(\overline{i_{02}}-1\right)}$	-ozn Trikton	0	Caz B	iile puterilor și randamentului SEC
$-\omega_{R1}T_{R1}\frac{i_{01}-k_{\infty}\left(1-i_{01}\right)}{i_{01}-1}$	$-\infty_{R1}T_{R1} = \frac{1}{\frac{1}{i_{01}-1}}$	$\alpha_{R1}T_{R1}\frac{i_{01}}{i_{01}-1}$	T _{R1} 00 _{R1}	$-\omega_{R1}T_{R1}\frac{(1-i_{01})(1-i_{02})(1+k_{\omega})}{(i_{01}-1)(i_{02}-1)}$	$\omega_{R1}T_{R1}\frac{i_{01}-k_{\omega}(1-i_{01})}{(\overline{i_{01}-1})(\overline{i_{02}-1})}$	$-\omega_{R_1}T_{R_1}\frac{i_{02}(i_{01}-1)(1+k_{o_1})+1}{(i_{01}-1)(i_{02}-1)}$	0	$-\omega_{R1}T_{R1}k_{\omega}$	Caz C	5C aferente celor patru cazuri de fui
- ⁻⁰⁰ R1 ^T R1 <u>-1</u>	- ⁻⁰⁰ R1 ^T R1 	^ω _{R1} T _{R1} <u>i₀₁</u> i ₀₁ -1	T _{R1} ω _{R1}	$-\omega_{R1}\Gamma_{R1} \frac{(1-i_{01})(1-i_{02})}{(i_{01}-1)(i_{02}-1)}$	$co_{R1}T_{R1} \frac{i_{01}}{(i_{01}-1)(i_{02}-1)}$	$-\omega_{R1}T_{R1}rac{i_{02}(i_{01}-1)+1}{(\overline{i_{01}-1})(\overline{i_{02}-1})}$	0	0	Caz D	ncționare (fig. 6.1 și fig. 6.2).



6.3.3. Ipoteze și date de intrare utilizate în simulările numerice

Modelul analitic dezvoltat pentru SEGC din fig. 6.1, descris prin relațiile din tab. 6.3, 6.4 și 6.5, conține opt parametri independenți: rapoartele cinematice interioare i_{01} și i_{02} , randamentele interioare η_{01} și η_{02} , parametrii puterii rotorului eolian primar (ω_{R1} și T_{R1}) și rapoartele k_{ω} și k_t . Simulările numerice au la bază datele de intrare din tab. 6.6, în care i_{01} , i_{02} , η_{01} , η_{02} sunt parametri constanți (constructivi ai transmisiei mecanice), iar k_{ω} și k_t - parametri independenți utilizați ca variabile de simulare, ale căror valori pot fi controlate reglând adecvat unghiurile de orientare al palelor rotoarelor eoliene; pe baza acestora se pot determina valorile și implicit variațiile puterilor și randamentului transmisiei.

Unitatea	i _o	η_0	$k_{\omega} = -\frac{\omega_{R2}}{\omega}$	$k_t = -\frac{T_{R3}}{T}$
planetară			ω_{R1}	^I R1
UP1	-1.5	0.8836 (= 0.94 ²)	-0.51	-
UP2	-5	0.925 (= 0.95 ²)	-	01.5

Tab. 6.6. *Date de intrare în simulările numerice ale modelelor analitice.*

Simulările numerice sunt realizate în următoarele ipoteze:

- ambele rotoare secundare (R2 și R3) se rotesc în sens contrar rotorului primar R1 (prin excepție, rotorul R2 poate avea și sensul de rotație al rotorului R1);
- puterile rotoarelor R1, R2 și R3 sunt puteri de intrare pentru transmisie: P_{R1} > 0, P_{R2} > 0
 și P_{R3} > 0 (există însă și excepții în care rotorul R2 devine frână P_{R2} < 0);
- generatorul electric contrarotativ este caracterizat prin viteza de funcționare $\omega_{G} = \omega_{GR} - \omega_{GS}$, momentul $T_{G} = T_{RG} = -T_{SG}$ și implicit prin puterea mecanică $P_{G} = T_{G}\omega_{G}$ (considerată putere de ieșire pentru transmisie, $P_{G} < 0$, fig. 6.2);
- pentru simplificarea analizei energetice comparative a cazurilor selectate, se face abstracție de caracteristicile mecanice aferente rotoarelor eoliene și generatorului; ca urmare, puterea rotorului principal R1 va fi considerată ca putere de referință și,

implicit, celelalte puteri se vor exprima în funcție de P_{R1} , rapoartele de tip P_x / P_{R1} , oricare ar fi arborele x, fiind denumite *puteri reduse* (la rotorul principal).

6.3.4. Puterile exterioare și randamentul transmisiei

Din analiza diagramelor rezultate din simulările numerice, fig. 6.3,...,6.6, se desprind următoarele particularități:

- a) Parametrii de simulare k_o și k_t influențează direct modul de funcționare a rotoarelor eoliene secundare R2 și R3 și, implicit, circulația puterii mecanice prin transmisia planetară; astfel, în continuare se analizează pentru cazul A domeniile de variație a acestor rapoarte pentru care funcționarea sistemului eolian are sens, i.e. rotoarele eoliene secundare R2 și R3 sunt surse motoare (implicit sunt puteri de intrare pentru transmisie: P_{R2} > 0, P_{R3} > 0).
- b) În premisa adoptată P_{R1} > 0, viteza unghiulară și momentul rotorului R2, mărimi controlate cu ajutorul rapoartelor k_o și respectiv k_t, influențează puterile ambelor rotoare eoliene secundare (R2 și R3), fig. 6.3 și 6.4.
- c) Cel mai sensibil la variațiile acestor rapoarte este rotorul R2, care poate trece din regim de motor ($P_{R2} > 0$) în cel de frână ($P_{R2} < 0$), fig. 6.3a și fig. 6.4a; în plus, puterea rotorului R2 se anulează pentru $k_t = 1$ indiferent de valoarea raportului k_{ω} .
- d) În situație normală de funcționare ($k_{\omega} > 0$), rotorul R2 este sursă motoare numai pentru $k_t < 1$, devenind frână pentru $k_t > 1$; în situația inversă ($k_{\omega} < 0$), când rotorul R2 se rotește în același sens cu rotorul principal R1, R2 devine motor numai dacă $k_t > 1$ (v. dreapta $k_{\omega} = -0.5$ în fig. 6.3a).
- e) Rotorul R3 funcționează în regim de motor ($P_{R3} > 0$) în toate situațiile considerate pentru k_t și k_w, fig. 6.3b și fig. 6.4b; puterea P_{R3} are o creștere liniară cu creșterea raportului k_t, iar panta dreptei P_{R3} crește cu k_w.
- f) Pentru variațiile rapoartelor de simulare $k_t \,$ și k_{ω} considerate în fig. 6.3 și 6.4, rotorul R3 are puterea maximă $P_{R3} = 6P_{R1}$ pentru $k_t = 1.5$ și $k_{\omega} = 1$ (fig. 6.3b), în timp ce puterea maximă a rotorului R2 este cel mult $P_{R2} = P_{R1}$, pentru $k_t = 0$ și $k_{\omega} = 1$ (fig. 6.3a).

- g) Puterea mecanică receptată de generator crește liniar cu creșterea valorilor k_t și k_{ω} (fig. 6.5), chiar și în regim de frână al rotorului R2 (P_{R2} < 0 pentru $k_t > 1$ și $k_{\omega} > 0$, fig. 6.3a).
- h) Randamentul transmisiei nu depinde de raportul k_{ω} (v. tab. 6.5), însă este influențat de raportul k_t , cu un maxim de 0.917 pentru $k_t = 1$ (fig. 6.6), atunci când contribuția energetică a rotorului R2 este nulă (P_{R2} = 0, fig. 6.3a)!



Fig. 6.3. *Variații ale puterilor de intrare reduse în funcție de raportul k_t, pentru diverse valori ale raportului k_ω, în cazul A: a) puterea redusă a rotorului eolian R2; b) puterea redusă a rotorului eolian R3.*



Fig. 6.4. *Variații ale puterilor de intrare reduse în funcție de raportul k_ω, pentru diverse valori ale raportului k_t, în cazul A: a) puterea redusă a rotorului eolian R2; b) puterea redusă a rotorului eolian R3.*



Fig. 6.5. Variații ale puterii reduse a generatorul electric, în cazul A, în funcție de: a) raportul k_t; b) raportul k_ω.



Fig. 6.6. Variația randamentului transmisiei planetare în funcție de k_t, în cazul A.

În concluzie, odată cu creșterea valorilor rapoartelor k_t și k_{ω} crește puterea mecanică furnizată generatorului electric, cu un aport mai mare adus de rotorul eolian R3 (fig. 6. 3 și fig. 6.4). Diagramele din fig. 6.3,...,6.6 permit evidențierea cazurilor particulare în care rapoartele k_t și k_{ω} devin nule; prin particularizare, sistemele de tip A devin de tip B ($k_{\omega} = 0$), C ($k_t = 0$), respectiv D ($k_{\omega} = 0, k_t = 0$).

6.3.5. Circulația de putere

Amplificatorul de turație, în toate cele patru cazuri considerate (fig. 6.1 și 6.2), conține un circuit ramificat al puterii mecanice, sensul de circulație al puterilor pe fiecare ramură depinzând de valorile rapoartelor k_t și k_w; în plus, varianta cu trei rotoare (Caz A) permite obținerea directă a celorlalte trei cazuri prin particularizări adecvate: Caz B ($\omega_{R2} = \omega_9 = \omega_{H_1} = 0$), Caz C ($T_{R3} = T_8 = 0$) și

Caz D ($\omega_{R2} = \omega_9 = \omega_{H_1} = 0$ și $T_{R3} = T_8 = 0$).

În continuare se analizează comparativ circulația fluxului de putere, în cele patru cazuri ale amplificatorului de turație, considerând datele de intrare adoptate anterior (tab. 6.6). Pe baza corelațiilor din tab. 6.5, se consideră următoarele valori reprezentative ale rapoartelor $k_{\omega} = -\omega_{R2}/\omega_{R1}$ și $k_t = -T_{R3}/T_{R1}$: $k_{\omega} \in \{0; 0, 5; 1\}$ și $k_t \in \{0; 0, 5; 1; 1.5\}$. Conform tab. 6.5, în Cazul A puterile depind atât de raportul k_t , cât și de k_{ω} , în cazul B numai de k_t , în cazul C numai de k_{ω} , iar cazul D nu este influențat de aceste rapoarte.

• Caz A

Pentru transmisia diferențială cu trei intrări și două ieșiri contrarotative (fig. 6.2a) rezultă șase situații distincte pentru combinațiile distincte de valori k_t și k_{ω} , fig. 6.7. Rotoarele secundare R2 și R3 se influențează reciproc, puterile acestora depinzând de ambele rapoarte k_t (reglaj referitor la R3) și k_{ω} (reglaj referitor la R2).

Astfel, pentru $k_{\omega} = 0.5$ (fig. 6.7a), k_t influențează semnificativ atât valorile puterilor, cât și sensurile de circulație ale fluxurilor de putere:

- situația k_t = 0: din condiția k_t = -T_{R3} / T_{R1} = 0 rezultă T_{R3} = 0 și implicit P_{R3} = 0, regăsindu-se astfel cazul C, în care contribuția energetică a rotorului R₃ este nulă (v. Caz C, fig. 6.9);
- în situația $k_t = 0,5$ (linii roșii, fig. 6.7a): $P_{R2} = 0,25P_{R1}, P_{R3} = 1,375P_{R1}$, puterea totală de intrare $P_{in} = 2,400P_{R1}$; fluxurile de puteri ale rotoarelor R1, R2 și R3 circulă ramificat și convergent spre rotorul și statorul generatorului, care receptează o putere $|P_G| = 2,357P_{R1}$ la un randament al transmisiei de $\eta = 0,898$; deoarece $T_{RG} = -T_{SG}$ și $|\omega_{RG}| > |\omega_{SG}|$, puterea receptată de rotorul RG este net mai mare decât cea aferentă statorului SG: $|P_{RG}| = 2,069$ $P_{R1} > |P_{GS}| = 0,288 P_{R1}$;
- în situația $k_t = 1$ (linii albastre, fig. 6.7a): $P_{R2} = 0$ (!), $P_{R3} = 2,75P_{R1}$, $P_{in} = 3,75P_{R1}$, $P_G = -3,440P_{R1}$ și implicit $\eta = 0,917$. În această situație limită (când $T_{R2} = 0$ și implicit $P_{R2} = 0$, v. tab. 6.4 și 6.5): rotorul R2 și unitatea planetară UP1 se rotesc în gol, fluxul de putere al rotorului R1 se transmite numai prin unitatea UP2 spre rotorul RG, în timp ce puterea rotorului R3 se ramifică în două fluxuri: unul direct spre statorul SG și altul, prin

unitatea UP2, spre rotorul RG; se remarcă, de asemenea, că atât puterea mecanică aferentă generatorului ($P_{g} = -3,440P_{R1}$), cât și randamentul transmisiei ($\eta = 0,917$) sunt superioare situației precedente;

- în situația $k_t > 1$ (linii verzi, fig. 6.7a): pentru $k_t = 1,5$ se obține $P_{R2} = -0,250P_{R1} < 0$ (!), $P_{R3} = 4,125P_{R1}$, $P_{in} = 5,125P_{R1}$, $P_G = -4,420P_{R1}$ și implicit $\eta = 0,862$. Fluxul de putere al rotorului R1 se transmite integral prin unitatea UP2 spre RG, în timp ce puterea rotorului R3 se ramifică în patru fluxuri: un prim flux direct spre SG, un flux secund prin unitatea UP2 spre RG, un flux terț prin unitățile UP1 și UP2, de asemenea spre RG, și un al patrulea flux prin unitatea UP1 spre rotorul R2, care trece în regim de frână, cu inversarea sensului de circulație a puterii prin unitatea planetară UP1; deși rotorul R2 devine frână ($P_{R2} < 0$), puterea receptată de generator crește ($|P_G| = 4,420P_{R1}$), chiar dacă randamentul transmisiei scade la $\eta = 0,862$.

În toate aceste scenarii numerice: puterea $|P_G|$ receptată de generatorul electric crește odată cu raportul k_t; aportul de putere al statorului mobil SG este de cca. 12,2% din P_G, pentru k_w = 0,5; raportul de amplificare, care nu depinde de raportul k_t, este i_a = 22,5.

Este de remarcat și faptul că randamentul maxim (fig. 6.6) se obține pentru $k_t = 1$, când aportul de putere al rotorului R2 devine nul (tab. 6.5), i.e. pentru sistemul derivat din cazul A prin eliminarea rotorului R2!

Referitor la situația $k_{\omega} = 1$ (fig. 6.7b), se poate observa că modul de circulație a fluxurilor de putere nu se modifică odată cu creșterea vitezei rotorului R2; principalele modificări față de situația anterioară ($k_{\omega} = 0,5$) se referă la creșterea puterilor reduse ale celor două rotoare eoliene secundare și implicit a puterii reduse transmise generatorului electric, precum și la creșterea aportului de putere adus de statorul generatorului la cca. 13,3% din P_G. Randamentele transmisiei se mențin la valorile din situația anterioară, randamentul nefiind dependent de k_{ω} , iar raportul de amplificare crește la $i_a = 30$.



Fig. 6.7. *Fluxuri de puteri reduse ale sistemului bimobil și* L = 5 (*Caz A*), *pentru: a*) $k_t = 0,5$ (*roșu*), 1 (*albastru*), 1.5 (*verde*) și $k_\omega = 0,5$; *b*) $k_t = 0,5$ (*roșu*), 1 (*albastru*), 1.5 (*verde*) și $k_\omega = 1$.

• Caz B

Fluxurile de putere ale transmisiei monomobile cu două intrări și două ieșiri contrarotative (fig. 6.2b) sunt ilustrate în fig. 6.8. Pentru facilitarea modelării, cazul B a fost derivat din cazul A (cu trei intrări) prin: cuplarea cuplajului C1 (C1 = 2) și decuplarea cuplajului C2 (C2 = 0 => T_{R2} = 0) însoțită de blocarea rotorului R2 ($\omega_{R2} = 0 => k_{\omega} = 0$). În această situație ($k_{\omega} = 0$), pentru valorile k_t considerate, circulațiile de putere rămân calitativ nemodificate față de cazul A, diferențele fiind de natură cantitativă; astfel, comparativ cu cazul A în situația $k_{\omega} = 1$, în cazul B (v. Tab. 6.7): puterea rotorului R3 scade de cca. 2,66 ori, puterea totală de intrare și de ieșire scad de cca. 2 ori, iar aportul de putere al statorul SG scade la 10% din P_G în toate scenariile numerice considerate.



Fig. 6.8. *Fluxuri de puteri reduse ale sistemului M = 1 și L = 4 (Caz B), pentru:* $k_t = 0.5$ (roșu), 1 (albastru), 1.5 (verde).

• Caz C

Transmisia diferențială cu două intrări și două ieșiri, ambele contrarotative (fig. 6.2c, Caz C) poate fi obținută din structura cazului A prin eliminarea rotorului R3 ($T_{R3} = 0 => k_t = 0$) și implicit a fluxurilor aferente acestuia; conform fig. 6.9, în cazul C intervin doar două fluxuri de putere, aferente valorilor $k_{\omega} = 0,5$ și 1; fluxul aferent valorii $k_{\omega} = 0$ lipsește deoarece, în aceasta situație, cazul C (fig. 6.2c și fig. 6.9) se transformă în cazul D, ilustrat în fig. 6.2d și fig. 6.10.

Deoarece raportul kt intervine în relațiile momentelor, puterilor și randamentului (v. tab. 6.4 și 6.5), cazul C (kt = 0) se caracterizează prin următoarele particularități (fig. 6.2c și fig. 6.9):

 momentul rotorului R2 este egal în valoare absolută cu cel al rotorului principal R1; ca urmare, puterea generată de R2 crește odată cu creșterea raportului k_o;

- pentru ambele valori nenule ale raportului k_{ω} (albastru pentru $k_{\omega} = 0,5$ și roșu pentru $k_{\omega} = 1$, fig. 6.9), puterea P_{R1} se ramifică în trei fluxuri: un prim flux prin unitatea UP1 către statorul SG, un flux secund prin unitățile UP1 și UP2 către rotorul RG și un flux terț prin unitatea UP2 către rotorul RG. Asemănător, puterea P_{R2} se ramifică în două fluxuri: un prim flux prin unitatea UP1 către statorul SG și un flux secund prin unitățile UP1 și UP2 către rotorul RG; diferențele dintre cele două situații ($k_{\omega} = 0,5$ și 1) sunt numai de natură cantitativă;
- randamentul transmisiei este constant și are valoarea η = 0,85, indiferent de valoarea
 raportului k_ω;
- aportul de putere al statorului SG crește cu creșterea k_{ω} : de la valoarea 12,1% pentru $k_{\omega} = 0,5$ la 13,3% pentru $k_{\omega} = 1$.



Fig. 6.9. *Fluxuri de putere reduse ale sistemului M = 2 și L = 4 (Caz C), pentru k_{\omega} = 0,5 (albastru); 1 (roșu).*

• Caz D

Cazul D (fig. 6.2d și fig. 6.10) constă într-un amplificator monomobil, cu o intrare și două ieșiri contrarotative, și este derivat din cazul A prin eliminarea rotoarelor R2 ($k_{m} = 0$) și R3

(k_t = 0); rotorul R1 debitează o putere a cărei circulație este similară cu circulația omoloagă din cazul C (fig. 6.9); sistemul asigură un aport de putere al statorului SG de 10% din P_G și un randament al transmisiei de η = 0,85.



Fig. 6.10. Fluxuri de puteri reduse al sistemului M = 1 și L = 3 (Caz D).

În vederea comparării numerice directe a celor patru variante SEGC studiate, se consideră situația unui mod unic de ramificare a circulației de putere: de la rotorul primar R1 prin unitățile planetare UP1 și UP2 către RG și SG, peste care se conectează circulațiile de putere de la rotoarele R2 și R3, după caz (circuitul cu linii roșii în fig. 6.7–6.10); în cazurile sistemelor bimobile (A și C) se consideră situațiile în care rotorul R2 are sens contrar rotorului R1 și turația egală cu a acestuia ($k_{\omega} = 1$) sau la jumătate ($k_{\omega} = 0.5$). Principalele date, corespunzătoare criteriilor de analiză, sunt centralizate în tab. 6.7 și corespund valorilor 0; 0.5 și 1 atribuite rapoartelor de simulare k_t și k_{ω} .

Conform tab. 6.7, atât gradul de mobilitate al structurii, cât și numărul rotoarelor eoliene influențează major puterile de ieșire (către generator) și implicit de intrare, precum și repartizarea puterii între rotoarele secundare R2 și R3, cu un plus consistent (de patru ori) pentru R3 în cazul A pentru $k_t = 0,5$ și $k_{\omega} = 1$. De remarcat că transmisiile bimobile dublează raportul de amplificare a turației ($i_a = 30$ pentru $k_{\omega} = 1$) față de cele monomobile ($i_a = 15$ pentru $k_{\omega} = 0$).

Caz	Μ	Nr. rotoare	k _t	k _ω	i _a	P_{R2}/P_{R1}	P _{R3} / P _{R1}	P _{in} / P _{R1}	P _G /P _{R1}	η	P _{sg} / P _g
Α	2	3	0,5	1	30	0,500	2,000	3,500	3,143	0,898	13,3%
			1	1	30	0	4,000	5,000	4,587	0,917	13,3%
			1	0,5	22,5	0	2,750	3,750	3,440	0,917	12,2%
			1	0	15	0	1,500	2,500	2,293	0,917	10,0%
в	1	2	0,5	0	15	0	0,750	1,750	1,572	0,898	10,0%
			1	0	15	0	1,500	2,500	2,293	0,917	10,0%
С	2	2	0	1	30	1,000	0	2,000	1,700	0,850	13,3%
D	1	1	0	0	15	0	0	1,000	0,850	0,850	10,0%

Tab. 6.7. *Performanțe ale celor patru SEGC în scenarii numerice reprezentative pentru* k_t *și* $k\omega$.

O tendință similară o manifestă și aportul energetic adus de statorul mobil SG, v. raportul P_{GS}/P_G. Fiind independent de raportul k_w și puternic dependent de k_t, randamentul transmisiei este mai mare în cazurile A și B ($\eta = 0,917$, k_t = 1) comparativ cu cazurile C și D ($\eta = 0,850$, k_t = 0). Performanțele turbinelor cu două rotoare eoliene și amplificator monomobil (Caz B) sau bimobil (Caz C) depind semnificativ de valorile rapoartele k_t și, respectiv, de k_w; pentru datele considerate, transmisia bimobilă (caz C) arată o performanță superioară ($|P_G| = 1,7P_{R1}$), însă situația se poate inversa dacă k_t crește (de exemplu, pentru k_t = 1, $|P_G| = 2.293P_{R1}$ în cazul B).

6.3.6. Concluzii

Pentru a analiza comparativ performanțele unor tipuri diferite de turbine eoliene cu ax vertical și generator electric contrarotativ, s-a propus o transmisie planetară diferențială cu structură reglabilă, care include patru cuplaje, derivată dintr-o soluție inovativă propusă de autori [61]; prin combinări adecvate a cuplărilor și decuplările cuplajelor, transmisia poate funcționa în diverse structuri, dintre care s-au selectat pentru analiză patru cazuri: un sistem cu trei rotoare eoliene și amplificator de turație bimobil (cazul A), un sistem monomobil cu două

rotoare eoliene contrarotative (Cazul B), un sistem bimobil cu două rotoare eoliene contrarotative (Cazul C) și un sistem monomobil cu un singur rotor eolian.

Pentru transmisia planetară cu structura variabilă, utilizată ca amplificator de turație, s-au elaborat *modele-arhetip* pe cazul general al transmisiei diferențiale cu trei intrări (caz A), pentru viteze, momente și, respectiv, puteri și randamente; expresiile analitice ale acestora s-au obținut pe baza corelațiilor cinematice și statice specifice celor două unități planetare componente și a legăturilor mecanice dintre acestea. Pentru facilitarea simulărilor numerice ulterioare, două mărimi independente (ω_{R2} și T_{R3}) s-au înlocuit prin rapoarte independente de simulare: k_{ω} și k_t . Modelele analitice ale celorlalte trei cazuri (B, C și D), derivate din cazul A, au rezultat prin particularizarea modelelor-arhetip, pe baza corelațiilor specifice fiecărui caz corespunzătoare cuplărilor și decuplărilor cuplajelor componente.

Analiza rezultatelor numerice obținute prin simulările modelelor analitice ale celor patru SEGC (Sisteme Eoliene cu Generator Contrarotativ), considerând valori reprezentative pentru rapoartele de simulare k_{ω} și k_{t} , a permis formularea următoarelor concluzii:

- turbina eoliană cu *trei rotoare eoliene* (Cazul A) permite creșterea puterilor de ieșire (la generatorul electric) și implicit de intrare, față de cele cu *două rotoare eoliene* contrarotative (Cazurile B și C); la rândul lor, sistemele aferente cazurilor B și C pot asigura o mai bună valorificare a potențialului eolian față de turbinele tradiționale cu un rotor eolian (Cazul D);
- puterile de intrare reduse (aferente rotoarelor eoliene secundare R2 și R3) și puterea de ieșire redusă, precum și configurația circulației fluxurilor de putere depind semnificativ de valorile rapoartelor k_o și k_t;
- randamentul transmisiei este constant în cazurile C și D, deoarece nu depinde de viteza de funcționare și nici de puterea transmisă; în schimb, randamentul variază în cazurile A și B, fiind dependent de raportul k₊;
- grație proprietății de "însumare" a vitezelor, sistemele bimobile (Cazurile A și C) pot oferi rapoarte de amplificare (ia) mai mari decât cele monomobile și implicit pot asigura un aport mai ridicat de putere al statorului SG;

- 5) turbinele cu *două rotoare eoliene* (Cazurile B şi C) pot avea performanțe de putere comparabile, sistemul monomobil (Caz B) fiind avantajat de puteri şi randamente superioare în vecinătatea valorii k_t = 1; sistemul diferențial (Caz C) realizează rapoarte de amplificare superioare, însoțite de puteri relativ ridicate odată cu creșterea raportului k_ω;
- 6) aportul maxim al puterii de intrare fiind adus de rotorul R3, cele mai interesante aspecte energetice se regăsesc la sistemul din cazul A, în vecinătatea raportului $k_t = 1$ pentru situația $k_{\omega} = 0$; practic, aceasta înseamnă un sistem bimobil cu două rotoare R1 și R3, obținut din cazul cu trei rotoare eoliene (caz A) prin eliminarea rotorului R2; de asemenea, este interesant faptul că unitatea planetara UP1 are un rol pur cinematic în acest sistem Caz C, funcționând în gol (nu participă la transmiterea momentului și implicit nici a puterii!).

6.4. Direcții viitoare de cercetare a turbinelor eoliene contrarotative

Sistemul eolian reglabil cu ax vertical are o structură generală versatilă care permite studiul tuturor tipurilor de turbine eoliene contrarotative (cu două sau trei rotoare) și convenționale (cu un rotor), dezvoltate ca sisteme bimobile și monomobile, cu generator convențional sau contrarotativ. Acest sistem eolian complex deschide calea pentru noi direcții de cercetare a turbinelor eoliene contrarotative, ca soluții de valorificare superioară a potențialului eolian specific:

- Elaborarea modelului dinamic analitic generalizat pentru varianta VO, pe baza algoritmului general propus în cap. 2;
- Particularizarea modelului dinamic general pentru cazurile particulare viabile identificate în tab. 6.1;
- Modelarea, prin optimizare cinematică pe criterii dinamice, a rapoartelor cinematice interioare ale unităților planetare, care asigură analiza comparativă compatibilă a structurilor abordate;
- 4) Stabilirea strategiilor de simulare și decelarea datelor numerice de intrare, cu elaborarea caracteristicilor mecanice aferente rotoarelor eoliene și generatorului electric;

163

- 5) Stabilirea punctelor de funcționare în regim staționar, prin particularizarea statică a modelelor dinamice, și analiza energetică comparativă a structurilor evaluate;
- Inițierea și simularea unor strategii viabile de pornire a sistemelor eoliene monomobile, cu două și trei rotoare, și identificarea unor strategii optime;
- 7) Inițierea și simularea unor strategii viabile de punere în funcționare (pornire) a sistemelor eoliene diferențiale, cu două și trei rotoare, și identificarea unor strategii optime;
- Simulări numerice pentru structurile considerate, bazate pe modelele dinamice și strategiile de pornire elaborate, la viteză constantă a vântului, în fazele de pornire, funcționare în regim staționar, precum și în faza de oprire;
- Inițierea și simularea unor strategii viabile privind comportamentul dinamic al structurilor considerate în condiții de variație a vitezei vântului;
- 10) Identificarea unor posibilități de confirmare experimentală a rezultatelor numerice obținute prin simularea modelelor teoretice.

Rezultatele obținute urmează să formeze o bază de date utilă pentru cercetători, inclusiv studenți doctoranzi, proiectanți și dezvoltatori de turbine eoliene eficiente, care urmăresc să optimizeze construcția și funcționalitatea acestora prin prototipare virtuală.

(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei

Am absolvit în anul 1991 cursurile specializării Tehnologia Construcțiilor de Mașini la forma zi în cadrul Universității Transilvania din Brașov, obținând diploma de inginer în profilul mecanic, ca șef al promoției TCM 1986-1991. După șase luni de activitate în funcția de inginer tehnolog stagiar la Hidrojet SA Breaza (septembrie 1991-februarie 1992), mi-am început activitatea academică la Universitatea Transilvania din Brașov cu data de 24.02.1992, în urma concursului pentru ocuparea unui post de preparator la Catedra de Organe de Mașini și Mecanisme (OMM). Cariera mea didactică a evoluat trecând succesiv prin funcțiile de asistent universitar (1994, Catedra de Organe de Mașini, Mecanisme și Robotică - OMMR), șef lucrări (1998, Catedra de Organe de Mașini, Mecanisme și Robotică, conferențiar (2002, Catedra Design de Produs și Robotică - DPR), profesor universitar (2005, Catedra Design de Produs și Robotică - DPR), profesor universitar (2005, Catedra Design de Produs și Mediu (DMM) din cadrul Facultății de Design de Produs și Mediu. De menționat că activez de mai bine de 33 de ani în același colectiv, deși structura organizatorică (catedră/departament) și-a schimbat denumirea de mai multe ori.

În anul 1995 am fost admis la doctorat în domeniul inginerie industrială, sub coordonarea dlui Prof. dr. ing. Dr.H.C. Florea Dudiță, obținând titlul de doctor în anul 2001 cu teza de doctorat intitulată *Contribuții la studiul preciziei roboților industriali*. Un rol esențial în orientarea mea profesională inițială către domeniul roboticii l-a avut participarea în anul 1994 la o mobilitate de specializare la *Institut National des Sciences et Techniques Nucléaires*, Saclay-Paris, France (februarie - iunie 1994), în cadrul proiectului TEMPUS JEP 3077/1992-1995 *"Program for Developing the Teaching of Computer Aided Engineering and Robotics"* coordonat de dl Prof. dr. ing. Gogu Grigore. În acest scop am urmat cursurile postuniversitare *DEA–Génie Robotique et Productique* și am desfășurat activități de cercetare în domeniul roboticii în cadrul LRP (*Laboratoire de Robotique de Paris*), Velizy–Paris. A doua direcție de specializare a fost inițiată acum cca 15 ani în domeniul sistemelor de energii regenerabile, ca urmare a dezvoltării cercetărilor în cadrul Centrului de cercetare *Sisteme de energii regenerabile și reciclare* (RESREC), dezvoltat și coordonat până în anul 2020 de dl Prof. dr. ing. Ion Vișa.

Astfel, evoluția carierei mele universitare de predare și cercetare cuprinde două etape principale:

- a) 1992-2012: în domeniul roboticii, majoritatea activităților fiind în corelație cu programul de studii de licență *Roboți industriali*, coordonat de catedra OMMR/DPR;
- b) 2012-prezent: în domeniul sistemelor de energii regenerabile și al designului industrial, activitatea didactică fiind orientată în principal către specializările de licență *Ingineria sistemelor de energii regenerabile* și, respectiv, *Design industrial* (în lb. engleză), precum și către programul de studii de masterat *Design de produs pentru dezvoltare durabilă și protecția mediului*, preluat în coordonare începând cu anul universitar 2019-2020.

În această perioadă am mai fost implicat în managementului universitar (director al Departamentului pentru Învățământ la Distanță din Universitatea Transilvania din Brașov, 2001-2012) și în domeniul asigurării și evaluării calității la nivel național (membru al Comisiei permanente de specialitate ID-IFR a ARACIS, din 2007 până în prezent).

În paralel cu acestea, în vederea formării și dezvoltării mele profesionale continue, am participat la diverse cursuri și activități, precum:

- Absolvirea unor cursuri postuniversitare de scurtă durată: Informatică Aplicată în Inginerie (iulie 2002), Managementul Calității (aprilie 2003), Auditul Calității (iunie 2004);
- Participarea la specializări în țară și străinătate:
 - Mobilitate Tempus la Academie de Strasbourg, Franța (septembrie noiembrie 1998), specializare în domeniul educației continue;
 - Mobilitate Tempus la TEI Patras, Grecia (decembrie 1999), specializare în domeniul evaluării calității în învățământul superior;
 - Participare la modulul de perfecționare "Les Technologies de l'Information et de la Communication pour l'Enseignement – utilisation pour la formation à distance", program Leonardo–CEPROFS (aprilie 2002);
 - Mobilitate Leonardo da Vinci la Universitatea Paris VI Pierre et Marie Curie, Franța, specializare în domeniul formării continue şi a relațiilor universități– întreprinderi (martie 2003);

- Mobilitate Leonardo da Vinci la Academia Viessmann, Battenberg Germania, specializare în domeniul "Resurse regenerabile de energie" (octombrienoiembrie 2004);
- Study Tour on Small Hydro Power in Austria, Austrian Energy Agency, Vienna (decembrie 2007).
- Participarea la schimburi de experiență (predare STA și formare STT), în cadrul programelor Socrates / Erasmus+:
 - predare în domeniul sistemelor mecanice şi roboticii la Institut Français de Mécanique Avancée (IFMA), Clermont–Ferrand, Franța (decembrie 2000, mai 2002, martie 2004, iulie 2007, iulie 2008);
 - invited professor for experience exchange on Robotics and Management of Renewable Systems at University of Pais Vasco, San Sebastian, Spain, June 4th
 - 13th, 2006, in the frame of the CEEX project ref. 605/2005;
 - invited professor for experience exchange on the topic of Robotics at University of Applied Sciences, Konstanz, Germany, April 30th – May 7th, 2007.
 - invited professor at Technological Educational Institute (TEI) of Athens, Greece, June 8th-16th, 2007, "Embedding ecodesign in product development", project SOCRATES Erasmus MOD, 51388-IC-1-2004-1-RO-ERASMUS-MODUC-4;
 - invited professor for experience exchange at ESSEC Business School Paris, France, September 17th – 20th, 2009;
 - mobilități Erasmus+ STA la Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers ENSAM Paris, Franța (iunie 2010), Università degli Studi di Salerno, Salerno, Italia (septembrie 2015), Institute of Architectural Engineering, Faculty of Civil Engineering, Technical University of Kosice, Slovacia (septembrie 2016), Università degli Studi di Cagliari, Italia (aprilie 2017), Javna Ustanova Univerzitet Crne Gore Podgorica, Muntenegru (mai 2022), University of Ruse "Angel Kanchev", Ruse, Bulgaria (septembrie 2022, iunie 2023), Aalborg University, Aalborg, Danemarca (iunie 2024).
 - mobilități Erasmus+ STT la Universitat Politecnica de Catalunya, Spania (iulie 2018), University of Rijeka, Croatia (septembrie 2019), Universidad de Las

Palmas de Gran Canaria, Spania (septembrie 2021, septembrie 2023), Cadi Ayyad University, Marrakech, Maroc (iulie 2022), Ben-Gurion University of the Negev, Beer Sheva, Israel (iulie 2023).

Activitatea didactică

În cei 33 de ani de activitate academică neîntreruptă la Universitatea Transilvania din Brașov am avut responsabilități didactice la diverse discipline predate atât la programe de studii de licență, cât și la nivel de masterat.

Ca *preparator*, activitatea didactică desfășurată în perioada 1992–1994 a cuprins activități de laborator și proiect la disciplinele *Organe de mașini, Mecanisme și organe de mașini, Mecanisme*.

În urma ocupării postului de *asistent* titular la Catedra OMMR în 1994, am desfășurat ore de laborator și proiect la diverse discipline (*Mecanisme, Mecanisme și organe de mașini, Mecanisme, Proiectarea asistată de calculator a mecanismelor, Cinematica și dinamica roboților industriali, Senzori, traductoare și elemente de execuție*) cu studenți ai secțiilor TCM (anii II și III), MU+TN (anii II și III), Roboți industriali - RI (anii I, III, IV și V), Ingineria sistemelor de producție - ISP (anul II), Tehnologia prelucrării lemnului - TPL (anul III), Proiectarea mobilei și produselor finite din lemn - PMPFL (anul III), Profil Forestier (anul II), precum și la studii aprofundate – specializările *Robotică, Ingineria sistemelor mecanice de transmitere a puterii* - ISMTP (Modelarea cinematică și dinamică a roboților industriali, Transmisii mecanice speciale).

În perioada 1998-2002, ca *șef de lucrări* în cadrul aceleiași catedre (OMMR, redenumită ulterior DPR), am susținut ore de curs / laborator / proiect la disciplinele de Mecanisme, Cinematica și dinamica roboților industriali, Elemente de inteligență artificială, Programarea roboților industriali, Bazele utilizării calculatoarelor, Complemente de matematică pentru robotică, Sisteme de prehensiune, la secții precum TCM, Tehnologii neconvenționale, Mașiniunelte, Ingineria și managementul sistemelor de producție, Roboți industriali, Design de produs, Design în construcția de mașini (colegiu).

În anul 2002 am ocupat prin concurs postul de *conferențiar* la Catedra DPR, cu responsabilități didactice de predare la disciplinele Mecanisme (III MU+TN), Cinematica roboților industriali (IV RI), Dinamica roboților industriali (IV RI), Inteligență artificială (V RI și III IMSP), Creativitate tehnică și inteligență artificială (masterat Robotică). În prezent, ca *profesor* (titularizat în 2005), desfășor activități de predare la nivel licență disciplinele de Mecanisme și organe de mașini I (II Inginerie economică industrială + Ingineria și managementul afacerilor), Mecanisme (II Autovehicule rutiere; Inginerie mecanică – forma IFR), Design conceptual I și II (III Design industrial – în Ib. engleză), Ecodesign (III Ingineria sistemelor de energii regenerabile - ISER), Produse inteligente (IV ISER), precum și la masteratul Design de produs pentru dezvoltare durabilă și protecția mediului - DPDM: Evaluarea ciclului de viață al produselor, Proiectare avansată în inginerie, Dezvoltare integrată de produs, Sisteme de orientare a convertoarelor solare (I DPDM) și Sisteme de energii regenerabile pentru producerea de energie electrică II (aplicații, II DPDM).

De asemenea, anual am coordonat studenți în activitatea de elaborare a proiectelor de diplomă / disertațiilor, în special de la programele de studii de licență Roboți industriali, Ingineria sistemelor de energii regenerabile, Design industrial, respectiv de la programul de masterat Design de Produs pentru dezvoltare durabilă și protecția mediului. Unele dintre aceste teme au fost prezentate la sesiunile studențești de comunicări științifice, precum și la manifestarea studențească locală Absolvenți în Fața COmpaniilor – AFCO.

Disciplinele coordonate au susținere în predare, învățare și evaluare cu diverse materiale de studiu, elaborate în format electronic, distribuite prin platforma e-learning <u>https://elearning.unitbv.ro</u> sau publicate în format tipărit:

A. Îndrumare de laborator / proiect

- Neagoe, M., Vântu, M., Săulescu, R., Crețescu, N. Elemente de Inteligență Artificială.
 Îndrumar de laborator, Universitatea Transilvania din Braşov, 2004.
- Jaliu, C., Diaconescu, D., Neagoe, M., Ciobanu, D., Săulescu, R. Applications of Mechanisms Analysis and Synthesis, Ed. Universității Transilvania, Braşov, 2003, ISBN: 973-635-155-6.
- Saulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C., Climescu, O. Mecanisme cu roți dințate, Universitatea Transilvania din Braşov, 2014.
- Diaconescu, D., Gogu, Gr., Munteanu, O., Stareţu, I., Jaliu, C., Neagoe, M., Brădău, H., Stroe, I. Îndrumar de lucrări aplicative la mecanisme. Partea I. Universitatea Transilvania din Braşov, 1997.

- 5. Alexandru, P., Vişa, I., Bobancu, Ş., Talabă, D., Alexandru, C., Neagoe, M., Brădău, H. Mecanisme. Lucrări de laborator. Universitatea Transilvania din Braşov, 1998.
- Stareţu, I., Neagoe, M. Sisteme de prehensiune. Îndrumar pentru lucrări de laborator şi proiect. Universitatea Transilvania din Braşov, 2000.
- B. Cursuri
 - Neagoe, M., Diaconescu, D. Mecanisme. Bazele structurii mecanismelor. Mecanisme cu roți dințate, Ed. Universității Transilvania, Braşov, 2004, ISBN: 973–635–312–5.
 - Neagoe, M. Inteligență artificială și sisteme expert. Curs pentru învățământ la distanță, Universitatea Transilvania din Braşov, 2018.
 - Neagoe, M., Diaconescu, D., Jaliu, C., Saulescu, R. Mecanisme. Curs pentru învățământ cu frecvență redusă, Universitatea Transilvania din Braşov, 2010.
 - Jaliu, C., Diaconescu, D., Neagoe, M., Săulescu, R. Gear Mechanisms. Structure-Kinematics-Dynamics, Ed. Universității Transilvania, Braşov, 2006, ISBN: 973-635-623-X.
 - Diaconescu, D., Neagoe, M., Jaliu, C., Săulescu, R. Products' Conceptual Design,
 Ed. Universității Transilvania, Braşov, 2010, ISBN 978-973-598-230-0.
 - Ciobotă, M., Talabă, D., Pozna Cl., Neagoe, M., Lihteţchi, I., Brădău, H. Transmisii cu reductoare armonice. Teorie şi proiectare, Ed. Aldus, Braşov, 1997, ISBN: 973–9314– 34–1.
 - 7. Daj, I., Ciobotă, M., Neagoe, M. Proiectarea asistată a aparatelor de mecanică fină cu aplicații de proiectare asistată, Ed. Lux Libris, Brașov, 2002, ISBN: 973–9458–03–3.
 - Săulescu, R., Ciobanu, D., Neagoe, M., Jaliu, C. Mecanisme suport de curs. Elemente de teorie aplicată, Ed. Universității Transilvania, Brașov, 2016, ISBN: 978-606-19-0850-9.

Activitatea de cercetare științifică

În paralel cu activitatea de predare, am fost implicat încă din primii ani de activitate universitară în echipele a peste 50 de proiecte de cercetare științifică și educaționale, cu finanțare națională sau europeană, la 7 fiind director de proiect / responsabil UNITBV. Dintre acestea, 39 sunt proiecte / granturi de cercetare științifică în domenii precum:

- robotică: designul manipulatoarelor și roboților, mecanisme multiplanetare pentru roboți industriali, roboți industriali de înaltă viteză și precizie, robotomecanisme de tip vertebroid, mecanisme antropomorfe de prehensiune, calibrarea roboților;
- mecanisme și transmisii mecanice: transmisii cardanice, cuplaje elastice, cuplaje cu bile, software pentru analiza automată a mecanismelor articulate, mecanismelor cu came, mecanismelor de ghidare a roților automobilelor, variatoare planetare, reductoare planetare, optimizarea structurală a mecanismelor;
- sisteme de energii regenerabile (SER): proiectarea asitată de calculator a SER, sisteme fotovoltaice, sisteme solar termice, sisteme de orientare a convertoarelor solare, microhidrocentrale.

Dezvoltarea acestor proiecte a beneficiat de finanțări obținute prin competiție de la Ministrul Învățământului / Ministerul Cercetării și Tehnologiei / Ministerul Educației Naționale / Ministerul Educației, Cercetării și Tineretului / Ministerul Educației și Cercetării, European Community Research DG, UEFISCDI (CEEX, Parteneriate în domenii prioritare, PCCA, RU-TE, Bridge, PED), CNCSIS (platforme de cercetare interdisciplinară, IDEI), UE-COST, precum și de finanțare de la terți (Automobile Dacia S.A., SC Eldon SRL).

Proiectele educaționale, în care am fost implicat ca director (4 proiecte) sau membru în echipă / expert, au avut diverse finanțări (FSE POSDRU, INTERREG IV, Leonardo da Vinci, SOCRATES Erasmus MOD, Erasmus+ action KA2) pentru rezolvarea unor teme din domenii precum: calitatea în învățământul superior (3 proiecte), e-learning (8 proiecte), eco-design (3 proiecte), sisteme de energii regenerabile (1 proiect).

Participarea în aceste proiecte mi-a permis dezvoltarea atât a abilităților de cercetare interdisciplinară, în special prin abordarea proiectării asistate de calculator cu ajutorul unor produse software specializate, precum și a competențelor manageriale în cercetare, inclusiv în parteneriate internaționale.

Rezultatele cercetărilor efectuate au fost valorificate atât prin includerea celor mai relevante aspecte în predarea de la nivel licență și masterat, precum și prin următoarele modalități:

171

- participarea la elaborarea și publicarea a peste 240 de lucrări științifice, dintre care 69
 indexate WoS (16 în jurnale cu factor de impact) și 79 indexate SCOPUS;
- publicarea a 12 monografii, dintre care 2 ca prim autor, publicate la diverse edituri din țară,
 recunoscute CNCSIS, și din străinătate (Springer 1 carte):
 - Neagoe, M. Cinematica roboților industriali. Precizia Roboților, Ed. Universității Transilvania, Braşov, 2002, ISBN: 973–635–020–7 (267 p.);
 - Neagoe, M., Diaconescu, D., Jaliu, C., Munteanu, O., Săulescu, R., Crețescu, N. Linkage accuracy modelling, Ed. Universității Transilvania, Braşov, 2010, ISBN 978-973-635-921-7 (224 p.);
 - Dudiță, Fl., Diaconescu, D., Bârsan, A., Jaliu, C., Neagoe, M. Cuplaje mecanice articulate. Ed. Orientul Latin, Braşov, 2001, ISBN: 973–9338–23–2 (284 p.);
 - Dudiță, Fl., Diaconescu, D., Lateş, M., Neagoe, M. Cuplaje mecanice podomorfe.
 Ed. Trisedes Press, Sfântu Gheorghe, 2001, ISBN: 973–8041–04–x (271 p.);
 - Stareţu, I., Neagoe, M., Albu, N. Mâini mecanice. Mecanisme antropomorfe de prehensiune pentru protezare şi roboţi. Ed. Lux Libris, 2001, ISBN: 973–9428–27–4 (287 p.);
 - Dudiţă, Fl., Diaconescu, D., Böhm, Ch., Neagoe, M., Săulescu, R. Transmisii cardanice.
 Ed. Transilvania Expres, Braşov, 2003, ISBN: 973–8196–20–5 (318 p.);
 - Diaconescu, D., Dudiță, Fl., Neagoe, M., Săulescu, R. Transmisii Mecanice. Cuplaje mobile cu bile de tip Weiss şi Rzeppa. Ed. Universității Transilvania, Braşov, 2004, ISBN: 973–635–295–1 (276 p.);
 - Jaliu, C., Diaconescu, D., Neagoe, M., Munteanu, O., Săulescu, R., Pascale, L., Gall, R.
 Planetary gearset modelling. Ed. Universității Transilvania, Brașov, 2010, ISBN 978-973-598-481-6 (217 p.);
 - Vişa, I., Jaliu, C., Duță, A., Neagoe, M., Comșit, M., Moldovan, M., Ciobanu, D., Burduhos,
 B., Săulescu, R. The role of mechanisms in sustainable energy systems, Transilvania
 University Pub. House, Brașov, 2015, ISBN 978-606-19-0571-3 (346 p.);
 - Săulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C. Amplificatoare de turație pentru sisteme eoliene și hidroenergetice. Vol. 1. Modelarea răspunsului mecanic al sistemelor cu generator

electric de curent continuu, Ed. Universității Transilvania, Brașov, 2018, ISBN: 978-606-19-0973-5 (169 p.);

- Vişa, I., Duţă, A., Moldovan, M., Burduhos, B., Neagoe, M. Solar energy conversion systems in the built environment, Springer, 2020, ISBN 978-3-030-34829-1 (384 p.);
- Săulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C. Amplificatoare de turație pentru sisteme eoliene și hidroenergetice. Vol. 2. Modelarea răspunsului mecanic al sistemelor cu generator electric contrarotativ, Ed. Universității Transilvania, Brașov, 2021, ISBN: 978-606-19-1406-7 (179 p.).
- Propunerea și înregistrarea la OSIM a 22 de cereri de brevet de invenție, dintre care 19 au fost deja evaluate și acordate (selecție):
 - Neagoe, M., Săulescu, R., Jaliu, C., Munteanu, O. Amplificator de turație planetar reglabil reconfigurabil pentru turbine eoliene și metodă de reglare a acestuia. Brevet de invenție nr. RO 134401B1/28.02.2025;
 - Neagoe, M., Săulescu, R., Jaliu, C., Munteanu, O., Crețescu, N. Sistem eolian contrarotativ monomobil. Brevet de invenție nr. RO 131512B1/30.03.2022;
 - Neagoe, M., Săulescu, R., Jaliu, C., Munteanu, O. Sistem eolian cu turbine contrarotite și amplificator de turație. Brevet de invenție nr. RO 133355B1/30.12.2024;
 - Neagoe, M., Săulescu, R., Jaliu, C., Munteanu, O. Amplificator de turație planetar reglabil reconfigurabil pentru turbine eoliene și metodă de reglare a acestuia, Brevet de invenție nr. RO 134401B1/28.02.2025;
 - Diaconescu, D., Neagoe, M., Jaliu, C., Săulescu, R., Țoțu, V., Pascale, L. Transmisie
 cicloidală cu role, Brevet de invenție nr. RO125177 B1/30.11.2011;
 - Diaconescu, D., Jaliu, C., Neagoe, M., Munteanu, O., Săulescu, R., Climescu, O., Tohăneanu, D. Transmisie planetară cu lanţ, Brevet de invenţie nr. R0128109 B1/30.07.2014;
 - Diaconescu, D., Jaliu, C., Neagoe, M., Munteanu, O., Săulescu, R., Climescu, O., Ciobanu,
 D., Burduhos, B. Transmisie planetară, Brevet de invenție nr. R0126694
 B1/28.08.2015;

- Săulescu, R., Neagoe, M., Vișa, M., Jaliu, C., Munteanu, O., Țoțu, I. Crețescu, N.
 Amplificator de turație planetar monomobil cu două ieşiri contrarotative. Brevet de invenție nr. RO 131740B1/29.11.2023;
- Săulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C., Munteanu, O. Sistem eolian cu turbine contrarotite, amplificator de turație și generator electric contrarotativ. Brevet de invenție nr. RO 133518B1/30.12.2024.

Vizibilitate la nivel local, național și internațional

Vizibilitate la nivel de universitate

- 1995-1998: Secretar științific al Catedrei Design de Produs şi Robotică, Universitatea
 Transilvania din Brașov;
- 2001-2012: Director al Departamentului pentru Învățământ la Distanță şi Învățământ cu Frecvență Redusă (DIDIFR);
- 2006-2012: Coordonarea implementării sistemului e-learning în Universitatea Transilvania din Braşov.;
- 2002-2016: Membru al Senatului Universității Transilvania din Brașov;
- 2010-2011: Șef al Catedrei Design de Produs și Robotică;
- 2012-2016: Președinte al Comisiei de Asigurare a Calității și Relații Internaționale a Senatului Universității Transilvania din Brașov;
- 2012-2017: Responsabil cu calitatea la nivelul Departamentului Design de Produs, Mecatronică și Mediu;
- Coordonator al programelor de studii de licență Robotică, Ingineria designului de produs,
 și al programului de masterat Design de Produs pentru dezvoltare durabilă și protecția mediului;
- Membru în comisii de susținere a proiectelor de diplomă (Roboți industriali / Robotică, Design industrial) / disertațiilor (Design de Produs pentru dezvoltare durabilă și protecția mediului, președinte comisie din 2020);

- Membru în comisii de concurs pe posturi didactice, de îndrumare a unor doctoranzi și de susținere a unor teze de doctorat;
- Membru în comitetul de organizare / științific al unor manifestări științifice organizate în universitate (PRASIC, SYROM, CSE);
- Membru în Comisia centrală de admitere (coordonarea activității de elaborare a subiectelor de concurs);
- Organizare de evenimente științifice (conferințe, workshop-uri, școli de vară):
 - International Workshop on "Web Based Trainer Key Actor towards eLearning Europe", Bucharest, 16 December 2005, organizat în cadrul proiectului pilot Leonardo da Vinci RO/02/B/F/PP-141053 WBT WORLD;
 - Conference "Risk&Entrepreurship" on Entrepreneurial Education, 26-27 March 2010, Brasov, Romania, eveniment organizat în cadrul proiectului FSE RO POSDRU/9/3.1/S/9, cu titlul "Proiectarea, Implementarea şi Derularea unui Sistem de Formare Continuă, Inter-Regional şi Transnațional, pentru Obținerea Competențelor Antreprenoriale, acronim Edu-Antreprenor";
 - Școala de vară "International Summer School on Sustainable Smart Metropolitan Regions of Tomorrow", Brasov, Romania (ed. l: 15-28 iulie 2013, ed. ll: 14-27 iulie 2014).
- Premii și distincții:
 - Premiul Universității Transilvania din Braşov, ediția 2011, pentru Proiecte de educație şi formare continuă pentru învățământul preuniversitar;
 - Premiul Universității Transilvania din Braşov, ediția 2010, secțiunea Proiecte strategice
 fonduri structurale;
 - Premiul Universității Transilvania din Brașov, ediția 2009, secțiunea Granturi internaționale de educație și formare de interes pentru întreaga universitate;
 - Premiul Universității Transilvania din Braşov, ediția 2005, secțiunea Contracte granturi de educație Leonardo da Vinci.

Vizibilitate la nivel național

- Premii şi distincţii:
 - Premiul Constantin Budeanu al Academiei Române, 15 decembrie 2017, pentru lucrarea "The role of mechanisms in sustainable energy systems", Ed. Universității Transilvania, Brașov, 2015;
 - Premiul Remus Răduleț al Academiei de Științe Tehnice din România, 22 septembrie
 2021, pentru lucrarea "Solar energy conversion systems in the built environment",
 Ed. Springer, 2020.
- Membru în cadrul unor organizații profesionale naționale:
 - Societatea de Robotică din România SRR;
 - Asociația Română de Știința Mecanismelor şi Mașinilor ARoTMM (președinte de la 1.01.2023);
 - Asociația Română de Transmisii Mecanice ROAMET;
 - Asociația Generală a Inginerilor din România AGIR.
- Membru al Comisiei permanente de specialitate ID-IFR a ARACIS: participarea la peste 200 misiuni de evaluarea externă a programelor de studii ID/IFR/IF;
- Membru în Comisia de inginerie mecanică, mecatronică și robotică a CNATDCU (2011-2012);
- Coordonarea activității PLII Evaluare a calității și acreditare din proiectul Qualitas, ARACIS: organizarea a 20 evaluări instituționale în perioada 2014-2015;
- Participarea la elaborarea unei noi metodologii de asigurare a calității în învățământul superior (2019-2021), în cadrul proiectului Qafin implementat de MEN și ARACIS.

Vizibilitate la nivel internațional

- Membru în cadrul unor organizații profesionale internaționale:
 - International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science (IFToMM) din 2013 membru al Comitetului Tehnic "Sustainable Energy Systems";
 - European Sustainable Energy Innovation Alliance (eseia);
 - International Solar Energy Society (ISES).
- Participarea și prezentarea de lucrări științifice la peste 70 de evenimente științifice internaționale, organizate în străinătate și în țară;

 Participarea în 14 proiecte de cercetare / educaționale cu finanțare europeană, în calitate de director / responsabil local de proiect (7 proiecte) sau de membru (7 proiecte);

 Plenary speaker at 8th International Conference on Energy Efficiency and Agricultural Engineering (EE&AE), 30th June-2nd July, 2022, Ruse, Bulgaria;

Profesor invitat, în cadrul unor proiecte cu finanțare europeană, la universități din Spania,
 Grecia, Germania, Franța, Italia, Slovacia, Muntenegru, Bulgaria, Danemarca;

Participare la 2023 Collegiate Wind Competition CWC2023, Boulder, USA, 09-22.05.2023,
 cu o echipă comună de studenți de la Universitatea Transilvania din Brașov și Texas A&M
 University-Corpus Christi;

Recunoaștere științifică: 69 de lucrări științifice indexate WOS (289 citări, h-index = 10),
 79 indexate SCOPUS (454 citări, h-index = 12), 158 indexate Google Scholar (958 citări, h-index = 17).

Planuri de dezvoltare a carierei

Dezvoltarea carierei mele academice urmărește integrarea și armonizarea celor două domenii majore ale activității universitare: activitatea didactică la disciplinele alocate și, respectiv, activitatea de cercetare științifică, în sensul abordării unor teme de cercetare conexe disciplinelor predate, iar rezultatele cercetării să fie valorificate în procesul instructiv al studenților.

Preocupările în plan didactic, în corelație cu disciplinele coordonate la nivel licență și masterat, vizează următoarele direcții de dezvoltare:

- Editarea și publicarea cu ISBN a cursurilor pentru disciplinele Dezvoltarea integrată de produs, Produse inteligente și Mecanisme;
- Actualizarea și publicarea cursului pentru disciplina Design conceptual (în limba engleză, ediția a 2-a îmbunătățită);
- Publicarea de îndrumare de proiectare pentru disciplinele Evaluarea ciclului de viață al produselor, Sisteme de orientare a convertoarelor solare, precum și la disciplina Sisteme de energii regenerabile pentru producerea de energie electrică II;

- Continuarea coordonării studenților privind elaborarea proiectelor de diplomă / disertațiilor, precum și pentru: a) rezolvarea unor teme de cercetare studențească, cu prezentarea rezultatelor la Sesiunile cercurilor științifice studențești, b) participarea la competiția studențească anuală a UNITBV "Absolvenți în Fața Companiilor" (AFCO) și c) participarea la competiții studențești naționale/internaționale. Astfel, voi continua implicarea în pregătirea, selecția și participarea anuală a studenților UNITBV la Olimpiada Națională de Mecanisme;
- Perfecționarea continuă în domeniul disciplinelor predate prin participarea, în cadrul unor proiecte educaționale și programe de mobilități Erasmus+, la stagii de formare/predare și schimburi de experiență la universități din Europa și de pe alte continente.

Menționez că toate disciplinele coordonate au acoperire cu materiale didactice pentru curs și aplicații, postate în format electronic pe platforma e-learning a Universității Transilvania din Brașov (<u>https://elearning.unitbv.ro</u>). Materialele didactice menționate mai sus vor fi în general dezvoltate în echipă, prin colaborare cu colegi din departament, și vor integra cele mai relevante rezultate științifice obținute de subsemnatul și echipa de lucru.

În plan științific îmi propun să abordez următoarele direcții:

- Participarea cu propuneri de proiecte în cadrul competițiilor naționale / europene de cercetare științifică în vederea atragerii de fonduri pentru dezvoltarea de studii teoretice și cercetări experimentale, în special în domeniul turbinelor eoliene contrarotative;
- Atragerea companiilor industriale în activitatea de cercetare prin încheierea de proiecte cu terți și implicarea studenților masteranzi / doctoranzi în rezolvarea acestora;
- Diseminarea rezultatelor cercetării științifice în cadrul unor conferințe internaționale / congrese mondiale și, în special, prin publicarea de articole în jurnale indexate WoS;
- Coordonarea editării în limba engleză a unei monografii în domeniul turbinelor eoliene contrarotative și publicarea ei într-o editură de prestigiu;
- Elaborarea de propuneri de brevet de invenție și înregistrarea acestora la OSIM, explorarea posibilității de înregistrare internațională a unor brevete de invenție;
- Dezvoltarea relațiilor de colaborare cu parteneri naționali, europeni și internaționali în cadrul unor rețele de cercetare pe domenii comune de interes, ca membru al Centrului de cercetare Sisteme de energii regenerabile și reciclare;

 Coordonarea doctoranzilor în dezvoltarea cercetărilor și elaborarea tezei de doctorat, inclusiv pe baza unor programe de doctorat configurate pentru teme propuse de parteneri industriali.

Având în vedere că activitatea administrativă și managerială reprezintă o componentă cheie pentru buna desfășurare a întregii activități academice, voi continua să-mi aduc contribuția în calitate de: a) coordonator al programului de studii de masterat Design de produs pentru dezvoltare durabilă și protecția mediului (DPDM), b) tutore la anul II DPDM, c) președinte al comisiei de susținere a disertației la programul de studii DPDM, d) membru în comisii de susținere a examenului de finalizare a studiilor pentru specializările ISER și ID, e) membru al Consiliului Departamentului DMM și f) membru al Comisiei centrale de admitere pe universitate (coordonator probe de concurs).
(B-iii) Bibliografie

- [1] Abo-Khalil, A., Alyami, S., Sayed K., Alhejji A. *Dynamic Modeling of Wind Turbines Based* on Estimated Wind Speed under Turbulent Conditions. Energy 12, https://doi.org/10.3390/en12101907 (2019).
- [2] Al-Hamadani, H., An, T., King, M., Long, H. System Dynamic Modelling of Three Different Wind Turbine Gearbox Designs under Transient Loading Conditions. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing 18(11), https://doi.org/10.1007/s12541-017-0194-1 (2017).
- [3] Bani-Hani, E., Sedaghat, A., Saleh, A., Ghulom, A., Al-Rahmani, H., Al-Zamel, S., Lopez,
 J. Evaluating Performance of Horizontal Axis Double Rotor Wind Turbines. Energ. Eng.
 J. Assoc. Energ. Eng., 116:1, 26-40,
 https://doi.org/10.1080/01998595.2019.12043336 (2019).
- [4] Bharani, R., Sivaprakasam, A. A Review Analysis on Performance and Classification of Wind Turbine Gearbox Technologies. IETE J. Res., 66, 1–15, https://doi.org/10.1080/03772063.2020.1756936 (2020).
- [5] Blanco, J., Rodriguez. J.D., Couce, A., Lamas, M.I. Proposal of a Nature-Inspired Shape for a Vertical Axis Wind Turbine and Comparison of Its Performance with a Semicircular Blade Profile. Appl. Sci., 11(13), 6198, https://doi.org/10.3390/app11136198 (2021).
- [6] Blecharz, K., Pacholczyk, M., Karkosinski, D. *Modelling of The Counter Rotating Wind Turbine*. Proceedings of the XXVII Seminar organized by Polish Society of Theoretical and Applied Electrical Engineering PTETiS, Gdańsk Section 57, p. 81-84 (2017).
- [7] Blecharz, K., Pacholczyk, M. Rotor Blade Performance Analysis For Small Counter Rotating Wind Turbine. The Scientific Papers of Faculty of Electrical and Control Engineering Gdańsk University of Technology, 61, https://doi.org/10.32016/1.61.13 (2018).
- [8] Booker, J.D., Mellor, P.H., Wrobel, R., Drury D. *A compact, high efficiency contra-rotating generator suitable for wind turbines in the urban environment*. Renew. Energy 35, 2027–2033, https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.02.003 (2010).

- [9] Cao, Y., Han, Z., Zhou, D., Lei, H. Aerodynamic Performance of Counter-Rotating Vertical Axis Wind Turbine. J. Shanghai Jiaotong Univ. (Sci.), 55(2), 141-148, https://doi.org/10.16183/j.cnki.jsjtu.2019.360 (2021).
- [10] Circiumaru, O.G., Chihaia, R., Tanase, N., El-Leathey, A., Voina, A. *Increasing energy efficiency of counter-rotating wind turbines by experimental modelling*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 1235, 012064, https://doi.org/10.1088/1757-899X/1235/1/012064 (2022).
- [11] Climescu, O., Săulescu, R., Jaliu, C. Specific features of a counter-rotating transmission for renewable energy systems. Environmental Engineering and Management Journal 10, 1105-1113, https://doi.org/10.30638/eemj.2011.160 (2011).
- [12] Chaichana, T., Chaitep, S. *Performance Evaluation of Co-Axis Counter-Rotation Wind Turbine*. Energy Procedia, 79, 149-156, https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.453 (2015).
- [13] Cho, W., Lee, K., Choy, I., Back, J. *Development and experimental verification of counterrotating dual rotor/dual generator wind turbine: Generating, yawing and furling*. Renew.
 Energ., 114, 644-654, https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.083 (2017).
- [14] Dewangan, P., Parey, A., Hammami, A., Chaari F., Haddar, M. Dynamic characteristics of a wind turbine gearbox with amplitude modulation and gravity effect: Theoretical and experimental investigation. Mechanism and Machine Theory 167, https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104468 (2022).
- [15] Diaconescu, D., **Neagoe, M.**, Jaliu, C., Saulescu, R., Totu, V., Pascale, L. Transmisie cicloidală cu role, Brevet de invenție nr. R0125177 (2011).
- [16] Diaconescu, D., Jaliu, C., Neagoe, M., Munteanu, O., Săulescu, R., Climescu, O.,
 Tohaneanu, D. Transmisie planetară cu lanţ, Brevet de invenţie nr. RO128109 (2014).
- [17] Diaconescu, D., Jaliu, C., Neagoe, M., Munteanu, O., Saulescu, R., Climescu, O., Ciobanu,
 D., Burduhos, B. Transmisie planetară, Brevet de invenție nr. R0126694 (2015).
- [18] Didane, D.H., Rosly, N., Zulkafli, M.F., Shamsudin, S.S. *Performance evaluation of a novel vertical axis wind turbine with coaxial contra-rotating concept*. Renew. Energ. 115, 353–361, https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.08.070 (2018).

- [19] Didane, D.H.; Rosly, N.; Zulkafli, M.F.; Shamsudin, S.S. Numerical investigation of a novel contra-rotating vertical axis wind turbine. Sustain. Energy Technol. Assess., 31, 43-53, https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.11.006 (2019).
- [20] Didane, D.H., Kudam, D., Zulkafli, M.F., Mohd, S., Batcha, M.F.M., Khalid, A. Development and Performance Investigation of a Unique Dual-rotor Savonius-type Counter-rotating Wind Turbine. Int. J. Integr. Eng., 13(6), 89-98, https://doi.org/10.30880/ijie.2021.13.06.008 (2021).
- [21] Dong, H., Zhang, C., Wang, D., Xu, S., Qiu, J. *Dynamic characteristics of gear box with PGT for wind turbine*. Procedia Computer Science, 109, 801–808, https://doi.org/10.1016/j.procs.2017.05.331 (2017).
- [22] Egorov, A., Kaizer, Y., Lysyannikov, A., Kuznetsov, A., Shram, V., Pavlov, A., Smirnov, M., Kuznetsova, P. *Counter-rotating electric generator for wind power plants with liquid metal energy transfer*. Journal of Physics: Conference Series, 2094, 052018, https://doi.org/10.1088/1742-6596/2094/5/052018 (2021).
- [23] Erturk, E., Sivrioglu, S., Bolat, F.C. Analysis Model of a Small Scale Counter-Rotating Dual Rotor Wind Turbine with Double Rotational Generator Armature. Int. J. Renew.
 Energy Res. 8, 1849–1858, https://doi.org/10.20508/ijrer.v8i4.8235.g7549 (2018).
- [24] Fan, Z.; Zhu, C.; Li, X.; Liang, C. *The transmission characteristic for the improved wind turbine gearbox*. Energy Sci. Eng. 7, 1368–1378, https://doi.org/10.1002/ese3.356 (2019).
- [25] Farahani, E., Hosseinzadeh, N., Ektesabi, M. Comparison of fault-ride-through capability of dual and single-rotor wind turbines. Renewable Energy 48: 473-481, https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.010 (2012).
- [26] Girsang, I.P., Dhupia, S. J., Muljadi, E., Singh, M., Pao, Y.P. *Gearbox and Drivetrain Models to Study Dynamic Effects of Modern Wind Turbines*. IEEE Transactions on Industry Applications 50 (6), https://doi.org/10.1109/ECCE.2013.6646795 (2013).
- [27] Giger, U., Kleinhansl, S., Schulte, H. *Design Study of Multi-Rotor and Multi-Generator Wind Turbine with Lattice Tower A Mechatronic Approach*. Appl. Sci., 11(22), 11043, https://doi.org/10.3390/app112211043 (2021).

- [28] Habash, R., Groza, V., Guillemette, P. *Performance Optimization of a Dual-Rotor Wind Turbine System*. Proceedings of IEEE Electrical Power & Energy Conference (2010): 451-456, https://doi.org/10.1109/EPEC.2010.5697229 (2010).
- [29] Habash, R.W.Y., Groza, V., Yang, Y., Blouin, Ch., Guillemette, P. *Performance of a Contrarotating Small Wind Energy Converter*. International Scholarly Research Network. ISRN Mechanical Engineering, article ID 828739, https://doi.org/10.5402/2011/828739 (2011).
- [30] Herzog, R., Schaffarczyk, A.P., Wacinski, A., Zürcher, O. *Performance and stability of a counter-rotating windmill using a planetary gearing: Measurements and Simulation*.
 Proceedings of the European Wind Energy Conference & Exhibition, EWEC 2010, 1-8, (2010).
- [31] Hoang, A.D., Yang, C-Jo. Design and Performance Evaluation of a 10kW Scale Counter-Rotating Wind Turbine Rotor. Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety 20.1: 104-112, https://doi.org/10.5293/kfma.2014.17.1.047 (2014).
- [32] Ilmunandar, A.M., Bramantya, M.A. *Experimental Study of Counter Rotating Wind Turbine (Full Scale, R = 1.5 M) with Single Generator Using Gearbox*. Int. J. Sci. Technol. Res. 8, 346-351 (2019).
- [33] Irawan, Y., Bramantya, A. Numerical simulation of the effect of axial distance between two rotors in counter-rotating wind turbines. 1-5, https://doi.org/10.1109/ICSTC.2016.7877338 (2016).
- [34] Jaliu, C., Diaconescu, D.V., Neagoe, M., Saulescu, R. Dynamic features of speed increasers from mechatronic wind and hydrosystems. Part II. Dynamic aspects. In Proceedings of the Second European Conference on Mechanism Science EUCOMES 08, Casino, Italy, Springer, pp. 365–373, ISBN 987-1-4020-8914-5.13 (2008).
- [35] Jansuya, P., Kumsuwan, Y. Design of MATLAB/Simulink Modeling of Fixed-pitch Angle
 Wind Turbine Simulator. Energy Procedia 34, https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.06.764 (2013).
- [36] Jung, S. N., No, T.-S., Ryu, K.-W. Aerodynamic performance prediction of a 30kW counter-rotating wind turbine system. Renewable Energy, 30(5), 631–644, https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.07.005 (2005).

- [37] Koehuan, V., Sugiyono, K,S. Investigation of Counter-Rotating Wind Turbine Performance using Computational Fluid Dynamics Simulation. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 267, 012034, https://doi.org/10.1088/1757-899X/267/1/012034 (2017).
- [38] Kong, X., Ma, L., Liu, X., Abdelbaky, M. A., & Wu, Q. Wind Turbine Control Using Nonlinear Economic Model Predictive Control over All Operating Regions, Energies, 13(1), 184. https://doi.org/10.3390/en13010184 (2020).
- [39] Kumar, S., Bensingh, J., A. Computational Analysis of 30 kW Contra Rotor Wind Turbine.
 ISRN Renewable Energy Article ID 939878, 1-5, https://doi.org/10.5402/2012/939878
 (2012).
- [40] Kutt, F., Blecharz, K., Karkosinski, D. Axial-Flux Permanent-Magnet Dual-Rotor Generator for a Counter-Rotating Wind Turbine. Energies 13.2833, 1-15, https://doi.org/10.3390/en13112833 (2020).
- [41] Lee, G.H., Park, Y.J., Nam, J.S., Oh, J.Y., Kim, J.G. Design of a Mechanical Power Circulation Test Rig for a Wind Turbine Gearbox. Appl. Sci., 10(9), 3240, https://doi.org/10.3390/app10093240 (2020).
- [42] Li, Z., Wang, Y., Xiao, H. *Experimental study on structures of counter-rotating wind turbines*. ICMREE 2013 Proceedings: International Conference on Materials for Renewable Energy and Environment, 1, 368-372, https://doi.org/10.1109/ICMREE.2013.6893685 (2013).
- [43] Li, Z., Wu, Y., Hong, J., Zhang, Z., Chen, W. *The study on performance and aerodynamics of micro counter-rotating HAWT*. Energy 161: 939-954, https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.07.049 (2018).
- [44] Lin, A.-D., Hung, T.-P., Kuang, J.-H., Tsai, H.-A. Power Flow Analysis on the Dual Input Transmission Mechanism of Small Wind Turbine Systems. Appl. Sci. 10, https://doi.org/10.3390/app10207333 (2020).
- [45] Lipian, M., Dobrev, I., Massouh, F., Jozwik, K. Small wind turbine augmentation: Numerical investigations of shrouded- and twin-rotor wind turbines. Energy, 201, 117588, https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117588 (2020).

- [46] Mabrouk, I.B., Hami, A.E., Walha, L., Zghal, B., Haddar, M. *Dynamic response analysis of Vertical Axis Wind Turbine geared transmission system with uncertainty*. Engineering Structures 139, http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2017.02.028 (2017).
- [47] Mirnikjoo, S., Abbaszadeh, K., Abdollahi, E. *Multi-Objective Design Optimization of a Double-Sided Flux Switching Permanent Magnet Generator for Counter-Rotating Wind Turbine Applications*. IEEE Transactions on Industrial Electronics. pp. 6640 6649, https://doi.org/10.1109/TIE.2020.3005106 (2020).
- [48] Mirnikjoo, S., Asadi, F., Abbasazdeh, K., Abdollahi, S.E. *Effect of Rotor Topology on the Performance of Counter-Rotating Double-Sided Flux Switching Permanent Magnet Generator*. IEEE Trans. Energy Convers. 36, https://doi.org/10.1109/TEC.2021.3103555 (2021).
- [49] Mitulet, L.A., Oprina, G., Chihaia, R.A., Nicolaie, S., Nedelcu, A. *Wind Tunnel Testing for a New Experimental Model of Counter-Rotating Wind Turbine*. Procedia Engineering 100, 1141–1149, https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.01.477 (2015).
- [50] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu, C., Cretescu, N. Novel Speed increaser used in counterrotating wind turbines. In New Advances in Mechanisms, Mechanical Transmissions and Robotics, Mechanisms and Machine Science 46, Springer: Berlin, Germany, 143– 151, https://doi.org/10.1007/978-3-319-45450-4_15 (2017).
- [51] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu, C. Design and Simulation of a 1 DOF Planetary Speed Increaser for Counter-Rotating Wind Turbines with Counter-Rotating Electric Generators. Energies 12, 1754, https://doi.org/10.3390/en12091754 (2019).
- [52] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu, C. Power Flow Modelling in a Planetary Speed Increaser for Wind Turbines with Counter-rotating Electric Generator, Proceedings of 15th World IFToMM Congress in Mechanism and Machine Science, Krakow, Poland, 30 June-4 July, 2019, in Uhl, T. (ed.), Advances in Mechanism and Machine Science, Mechanisms and Machine Science 73, Springer Nature Switzerland AG, pp. 957-966, https://doi.org/10.1007/978-3-030-20131-9_95 (2019).
- [53] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu, C. Comparative Performance Analysis of Two Chain Planetary Speed Increasers for Micro-Hydro/Wind Conversion Systems, Proceedings of the 5th International Conference on Power Generation Systems and Renewable

Energy Technologies (PGSRET), 26-27 August, 2019, Istanbul, Turkey, IEEE, ISBN: 978-1-7281-2301-1, pp. 1-6, https://doi.org/10.1109/PGSRET.2019.8882732 (2019).

- [54] Neagoe, M., Jaliu, C., Saulescu, R., Simionescu, P. Steady-State Response of a Dual-Rotor Wind Turbine with Counter-Rotating Electric Generator and Planetary Gear Increaser. In Proceedings of the USCToMM MSR 2020, Rapid City, SD, USA, 106–115, https://doi.org/10.1007/978-3-030-43929-3_10 (2020).
- [55] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu, C., Simionescu, P.A. A Generalized Approach to the Steady-State Efficiency Analysis of Torque-Adding Transmissions Used in Renewable Energy Systems, Energies 2020, 13, 4568, ISSN 1996-1073, pp. 1-18, https://doi.org/10.3390/en13174568 (2020).
- [56] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu C., Cretescu, N. Efficiency Analysis of a Planetary Speed Increaser for Wind Turbines with Counter-Rotating Versus Fixed-Stator Electric Generator, 2020 7th International Conference on Energy Efficiency and Agricultural Engineering (EE&AE), Ruse, 2020, pp. 1-4, https://doi.org/10.1109/EEAE49144.2020.9279068 (2020).
- [57] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu, C., Simionescu, P. Generalized Approach to the Steady-State Efficiency Analysis of Torque-Adding Transmissions Used in Renewable Energy Systems. Energies, 13, 4568; https://doi.org/10.3390/en13174568 (2020).
- [58] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu, C., Neagoe, I. *Dynamic Analysis of a Single-Rotor Wind Turbine with Counter-Rotating Electric Generator under Variable Wind Speed*. Applied Sciences, 11 (19), 8834, https://doi.org/10.3390/app11198834 (2021).
- [59] Neagoe, M., Saulescu, R. Comparative Energy Performance Analysis of Four Wind Turbines with Counter-Rotating Rotors in Steady-State Regime. Energy Reports, 8, 1154-1169, https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.07.092 (2022).
- [60] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu, C., Munteanu, O., Cretescu, N. A Comparative Performance Analysis of Four Wind Turbines with Counter-Rotating Electric Generators. Applied Sciences, 12, 4233, https://doi.org/10.3390/app12094233 (2022).
- [61] **Neagoe, M.**, Săulescu, R., Jaliu, C., Munteanu, O., Crețescu, N. *Sistem eolian contrarotativ monomobil.* Brevet de invenție nr. RO 131512 (2022).

- [62] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu, Cretescu, N. Steady-State Modeling and Simulation of a 1-DOF Dual-Input and Dual-Output Planetary Speed Increaser for Counter-Rotating Wind Turbines. Proceedings of the 2nd Symposium on Mechanical Systems and Robotics, May 19-21, 2022 Rapid City, South Dakota, USA, in Larochelle, P., McCarthy, M. (ed.), Proceedings of the 2022 USCToMM Symposium on Mechanical Systems and Robotics, Mechanisms and Machine Science Vol. 118, Springer Nature Switzerland AG 2022, ISSN 2211-0984, ISSN 2211-0992 (electronic), ISBN 978-3-030-99825-7, ISBN 978-3-030-99826-4(eBook), pp. 20-31, https://doi.org/10.1007/978-3-030-99826-4_3 (2022).
- [63] Neagoe, M., Jaliu, C., Saulescu, R. *Dynamic Modeling and Simulation of a Counter-Rotating Wind System with 1-DOF Planetary Speed Increaser*, Proceedings of the 16th World Congress of the International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science IFToMM, 05-09.11.2023, Tokyo, Japan, in M. Okada (Ed.): IFToMM WC 2023, MMS 149, Vol. 3, pp. 742–752, 2024, ISSN 2211-0984, ISSN 2211-0992 (electronic), ISBN 978-3-031-45708-1, ISBN 978-3-031-45709-8 (eBook), https://doi.org/10.1007/978-3-031-45709-8_72 (2024).
- [64] Neagoe, M., Saulescu, R., Jaliu, C., Munteanu, O. Sistem eolian cu turbine contrarotite şi amplificator de turație, Brevet de invenție nr. RO 133355 (2024).
- [65] Neagoe, M., Săulescu, R., Jaliu, C., Munteanu, O. Amplificator de turație planetar reglabil reconfigurabil pentru turbine eoliene și metodă de reglare a acestuia, Brevet de invenție nr. RO 134401 (2025).
- [66] Nejad, A.R., Keller, J., Guo, Y., Sheng, S., Polinder, H., Watson, S., Dong, J., Qin, Z., Ebrahimi, A., Schelenz, R., Gutierrez Guzman, F., Cornel, D., Golafshan, R., Jacobs, G., Blockmans, B., Bosmans, J., Pluymers, B., Carroll, J., Koukoura, S., Hart, E., McDonald, A., Natarajan, A., Torsvik, J., Moghadam, F.K., Daems, P.-J., Verstraeten, T., Peeters, C., Helsen, J. *Wind turbine drivetrains: state-of-the-art technologies and future development trends*. Wind Energ. Sci. Discuss., 1-35, https://doi.org/10.5194/wes-2021-63 (2021).

- [67] Oprina, G., Chihaia, R., El-Leathey, L.A., Nicolaie, S., Babutanu, C.A., Voina, A. *A review* on counter-rotating wind turbines development. Journal of Sustainable Energy 7, 91-98 (2016).
- [68] Oyekola, P., Mohamed, A., Pumwa, J. *Renewable Energy: Dynamic Modelling of a Wind Turbine*. Int. J. Innov. Technol. Explor. Eng. 9, https://doi.org/10.35940/ijitee.A4411.119119 (2019).
- [69] Pacholczyk, M., Blecharz, K., Karkosinski, D. Numerical investigation on the performance of a small counter-rotating wind turbine. Energy Materials Science and Engineering for Energy Systems, 116, 00055, https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911600055 (2019).
- [70] Pacholczyk, M., Karkosinski, D. *Parametric Study on a Performance of a Small Counter-Rotating Wind Turbine*. Energies 13, 3880, https://doi.org/10.3390/en13153880
 (2020).
- [71] Pamuji, D., Bramantya, A. Numerical Study on the Performance Of 2-Bladed and 3-Bladed Counter Rotating Wind Turbines. Journal of the Japan Society of Applied Electromagnetics and Mechanics 27, 169-174, https://doi.org/10.14243/jsaem.27.169 (2019).
- [72] Pastor, D.G.S.B., Nalianda, D., Sethi, V., Midgley, R., Rolt, A., Novelo, D.A.B. *Preliminary Design Framework for the Power Gearbox in a Contra-Rotating Open Rotor*. J. Eng. Gas Turbines Power 2021, 143, 041022, https://doi.org/10.1115/1.4049411 (2021).
- [73] Pfaffel, S., Faulstich, S., Rohrig, K. *Performance and Reliability of Wind Turbines: A Review*. Energies 10, 1904, https://doi.org/10.3390/en10111904 (2017).
- [74] Romański, L., Bieniek, J., Komarnicki, P., Dębowski, M., Detyna, J. *Operational tests of a dual-rotor mini wind turbine*. Eksploatacja i Niezawodnosc Maintenance and Reliability, 18.2 (2016): 201-209, https://doi.org/10.17531/ein.2016.2.7 (2016).
- [75] Rosenberg, A., Selvaraj, S. and Sharma, A. *A Novel Dual-Rotor Turbine for Increased Wind Energy Capture.* J. Phys. Conf. Ser., 524(1), 012078, 1–10, https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/524/1/012078 (2014).

- Sanchez, R., Medina, A. Wind turbine model simulation: A bond graph approach. Simulation
 Modelling Practice and Theory 41, 28–45, http://dx.doi.org/10.1016/j.simpat.2013.11.001 (2014).
- [77] Sapre, R., Murkute, H., Agrawal, R. *Comparison between single axis wind turbine and counter wind turbine—A case study.* Glob. J. Eng. Appl. Sci. 2, 144–146 (2012).
- [78] Saulescu, R., Jaliu, C., Climescu, O., Diaconescu, D. On the use of 2 DOF planetary gears as "speed increaser" in small hydros and wind turbines. In Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2011, Washington, DC, USA, 601-610, https://doi.org/10.1115/DETC2011-47042 (2011).
- [79] Saulescu, R., Jaliu, C., Munteanu, O., Climescu, O. *Planetary Gear for Counter-Rotating Wind Turbines*. Appl. Mech. Mater., 658, 135–140, https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.658.135 (2014).
- [80] Saulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C., Munteanu, O. Comparative Analysis of Two Wind Turbines with Planetary Speed Increaser in Steady-State. Appl. Mech. Mater., 823, 355–360, https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.823.355 (2016).
- [81] Saulescu, R., Jaliu, C., Neagoe, M. Structural and Kinematic Features of a 2 DOF Speed Increaser for Renewable Energy Systems, Appl. Mech. Mater., 823, 367-372, https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.823.367 (2016).
- [82] Saulescu, R., Neagoe, M., Munteanu, O., Cretescu, N. Performance analysis of a novel planetary speed increaser used in single-rotor wind turbines with counter-rotating electric generator. IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng., 147, 012090, https://doi.org/10.1088/1757-899X/147/1/012090 (2016).
- [83] Saulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C. Improving the Energy Performance of Wind Turbines Implemented in the Built Environment Using Counter-rotating Planetary Transmissions. Materials Science and Engineering, 147 (1), https://doi.org/10.1088/1757-899X/147/1/012089 (2016).
- [84] Saulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C. Conceptual Synthesis of Speed Increasers for Wind Turbine Conversion Systems. Energies 11, 2257, https://doi.org/10.3390/en11092257 (2018).

- [85] Saulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C. Amplificatoare de turație pentru sistemele eoliene și hidroenergetice. Vol I. Modelarea răspunsului mecanic al sistemelor cu generator de curent continuu, Ed. Universității Transilvania, Braşov, ISBN: 978-606-19-0972-8. ISBN: 978-606-19-0973-5 (Vol I) (2018).
- [86] Saulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C. Modelling of the static response of a wind/hydro turbine with two rotors and a 1DOF speed increaser, in I. Doroftei et al. (eds.), New Advances in Mechanism and Machine Science, Mechanisms and Machine Science 57, Springer International Publishing, ISBN 978-3-319-79111-32, pp. 321-329, https://doi.org/10.1007/978-3-319-79111-1_32 (2018).
- [87] Saulescu, R., Neagoe, M., Velicu, R. Comparative analysis of 1DOF vs. 2DOF speed increasers for counter-rotating wind turbines, The 8th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering, ACME 2018, Iasi, Romania; 7-8 June 2018, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 444, Issue 5, 052007, pp. 1-12, 29 November 2018, ISSN: 17578981, https://doi.org/10.1088/1757-899X/444/5/052007 (2018).
- [88] Saulescu, R., Neagoe, M., Cretescu, N. Comparative Analysis of Two Wind Turbines with Counter-Rotating vs. Fixed-Stator Electric Generator, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 997 012091, ISSN: 17578981, https://doi.org/10.1088/1757-899X/997/1/012091 (2020).
- [89] Saulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C., Munteanu, O. A Comparative Performance Analysis of Counter-Rotating Dual-Rotor Wind Turbines with Speed-Adding Increasers.
 Energies 14, 2594, https://doi.org/10.3390/ en14092594 (2021).
- [90] Saulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C. Amplificatoare de turație pentru sistemele eoliene și hidroenergetice. Vol II. Modelarea răspunsului mecanic al sistemelor cu generator electric contrarotativ. Ed. Universității Transilvania, Braşov, ISBN: 978-606-19-0972-8. ISBN: 978-606-19-1406-7 (Vol II) (2021).
- [91] Saulescu, R., Jaliu, C., Neagoe, M., Ciobanu, D., Cretescu, N. Comparative Analysis of Torque-adding Wind Systems with Counter-Rotating vs. Conventional Electric Generator. Frontiers in Energy Research 11, 1215509, https://doi.org/10.3389/fenrg.2023.1215509 (2023).

- [92] Saulescu, R., Neagoe, M., Vişa, M., Jaliu, C., Munteanu, O., Ţoţu, I., Creţescu, N. Amplificator de turaţie planetar monomobil cu două ieşiri contrarotative. Brevet nr. RO 131740 (2023).
- [93] Saulescu, R., Neagoe, M., Jaliu, C., Munteanu, O. Sistem eolian cu turbine contrarotite, amplificator de turație și generator electric contrarotativ, Brevet de invenție nr. RO 133518 (2024).
- [94] Saulescu, R., **Neagoe**, **M.** *Dynamic response of a single-rotor wind turbine with planetary speed increaser and counter-rotating electric generator in starting transient state,* Applied Sciences, 15(1), 191, https://doi.org/10.3390/app15010191 (2025).
- [95] Shen, W.Z., Zakkam, V.A.K., Sørensen, J., Appa, K. Analysis of Counter-Rotating Wind Turbines. Journal of Physics. Conference Series 75.012003, 1-9, https://doi.org/10.1088/1742-6596/75/1/012003 (2007).
- [96] Shi, W., Ning, D., Ma, Z., Ren, N., Park H. Parametric Study of Drivetrain Dynamics of a Wind Turbine Using the Multibody Dynamics. International Journal of Mechanical Engineering and Applications 7 (2), https://doi.org/10.11648/j.ijmea.20190703.11 (2019).
- [97] Teixeira, M.R., Ohara, M. F., Milhomens, D. M., de Paula, S.A. *Dynamical Behavior of a Wind Turbine Power Train Considering a Rotor-Gearbox-Generator Coupled Model*.
 Eccomas Proceedia COMPDYN 3543-3555, https://doi.org/10.7712/120117.5664.17890 (2017).
- [98] Visa, I., Duta, A., Jaliu, C., Neagoe, M., Comșit, M., Moldovan, M., Ciobanu, D., Burduhos,
 B., Saulescu, R. *The Role of Mechanisms in Sustainable Energy Systems*, Ed.
 Universității Transilvania, Brașov, ISBN: 978-606-19-0571-3 (2015).
- [99] Ullah, W., Khan, F., Hussain, S. A Comparative Study of Dual Stator with Novel Dual Rotor Permanent Magnet Flux Switching Generator for Counter Rotating Wind Turbine Applications. IEEE Access, 8243 – 8261, https://doi.org/10.1109/ACCESS.2022.3143166 (2022).
- [100] Wang, B., Michon, M., Holehouse, R., Atallah, K. *Dynamic Behaviour of a Multi-MW Wind Turbine*. 2015 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, 978-1-4673-7151-3, https://doi.org/10.1109/ECCE.2015.7309791 (2015).

- [101] Whang, C., Kooksun, L., Ick, C., Juhoon, B. *Development and experimental verification of counter-rotating dual rotor/dual generator wind turbine: Generating, yawing and furling*. Renewable Energy 114, 644-654, https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.083 (2017).
- [102] Wang, K., Liu, T., Wan, Y., Ong, M.C., Wu, T. Numerical Investigation on Aerodynamic Characteristics of Dual-Rotor Wind Turbines. J. Mar. Sci. Eng., 10, 1887, https://doi.org/10.3390/jmse10121887 (2022).
- [103] Xing, Y., Guo, Y., Keller, J., Moan, T. *Model Fidelity Study of Dynamic Transient Loads in a Wind Turbine Gearbox*. 2013 WINDPOWER Conference, 5-8 May 2013, Chicago, Illinois, https://www.osti.gov/biblio/1078065 (2013).
- [104] Zhao, M., Ji, J. Dynamic Analysis of Wind Turbine Gearbox Components. Energies 9, https://doi.org/10.3390/en9020110 (2016).
- [105] ***Consiliul Uniunii Europene. www.consilium.europa.eu/ro/press/pressreleases/2016/04/22-paris-agreement-global-climate-action/ (accesat în ian 2025)
- [106] ***European Commission. *The European Green Deal*. Available online: https://eurlex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=COM:2019:640:FIN (accesat în ian 2025).
- [107] ***European Commission. Energy. Roadmap 2050. Available online: https://eurlex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=COM:2011:0885:FIN:EN:PDF (accesat în ian 2025).
- [108] ***Global Wind Energy Council (GWEC). *Global Wind Report 2024*. Available online: https://www.gwec.net/reports/globalwindreport (accesat în ian 2025).
- [109] ***International Renewable Energy Agency. Global energy transformation. A roadmap to
 2050. Available online: https://www.irena.org/ /media/Files/IRENA/Agency/Publication/2018/Apr/IRENA_Report_GET_2018.pdf
 (accesat în ian 2025).
- [110] ***International Renewable Energy Agency. Global Renewables Outlook: Energy transformation 2050. Available online: https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2020/Apr/IRENA_Global_Renewables_Outlo ok_2020.pdf (accesat în ian 2025).