



UNIVERSITATEA “POLITEHNICA”
BUCUREȘTI
FACULTATEA DE INGINERIE
AEROSPAȚIALĂ
ȘCOALA DOCTORALĂ DE INGINERIE
AEROSPAȚIALĂ



CONTRIBUȚII PRIVIND DESIGNUL ȘI REALIZAREA UNUI ROTOR DE COMPRESOR CENTRIFUGAL DIN MATERIALE COMPOZITE

CONTRIBUTIONS REGARDING THE DESIGN AND DEVELOPMENT OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR MADE OF COMPOSITE MATERIALS

REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT

Autor: ing. Radu MIHALACHE

Conducător de doctorat: Prof. dr. ing. Ion FUIOREA

București, 2021

CUPRINSUL TEZEI DE DOCTORAT

CUPRINS.....	3
ABREVIERI, NOTAȚII ȘI SIMBOLURI.....	6
LISTĂ DE FIGURI.....	9
LISTĂ DE TABELE.....	17
MULȚUMIRI.....	18
CAPITOLUL 1. MOTIVAȚIA TEMEI ȘI OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT.....	19
CAPITOLUL 2. STADIUL ACTUAL AL UTILIZĂRII MATERIALELOR COMPOZITE ÎN INDUSTRIA AERONAUTICĂ ȘI A MAȘINILOR CU PALETE.....	24
CAPITOLUL 3. STUDII ȘI ANALIZE PRIVIND SELECȚIA MATERIALELOR COMPOZITE PENTRU REALIZAREA ROTORULUI DE COMPRESOR CENTRIFUGAL.....	46
CAPITOLUL 4. DEFINIRE MODEL GEOMETRIC ȘI VALIDARE NUMERICĂ A ROTORULUI CENTRIFUGAL CONSIDERÂND TEHNOLOGIA AUTOCLAVEI.....	70
CAPITOLUL 5. DEZVOLTAREA TEHNOLOGIEI DE REALIZARE A ROTORULUI CENTRIFUGAL DIN MATERIALE COMPOZITE.....	114
CAPITOLUL 6. INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE ȘI VALIDARE ROTOR DE COMPRESOR CENTRIFUGAL.....	143
CAPITOLUL 7. CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE.....	187
LISTA LUCRĂRILOR PUBLICATE.....	194
BIBLIOGRAFIE.....	197

CUVINTE CHEIE: compresor centrifugal, materiale compozite, fibre de carbon, rotor din materiale compozite, prepreg, tehnologie, autoclavă

CUPRINS

CUPRINSUL TEZEI DE DOCTORAT	2
CUPRINS.....	3
ABREVIERI, NOTAȚII ȘI SIMBOLURI	5
INTRODUCERE.....	6
MULȚUMIRI.....	8
CAPITOLUL 1.....	9
MOTIVAȚIA TEMEI ȘI OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT	9
CAPITOLUL 2.....	10
STADIUL ACTUAL AL UTILIZĂRII MATERIALELOR COMPOZITE ÎN INDUSTRIA AERONAUTICĂ ȘI A MAȘINILOR DE PALETE.....	10
CONTRIBUȚII ORIGINALE	11
CAPITOLUL 3.....	11
STUDII ȘI ANALIZE PRIVIND SELECȚIA MATERIALELOR COMPOZITE PENTRU REALIZAREA ROTORULUI DE COMPRESOR CENTRIFUGAL	11
3.1. Identificarea și selecția materialelor compozite specifice aplicației	11
3.2. Determinarea proprietăților mecanice pentru materialele selectate	12
3.3. Caracterizarea fizico-mecanică a materialului M49/42%/200T2X2/CHS-3K.....	15
CAPITOLUL 4.....	18
DEFINIRE MODEL GEOMETRIC ȘI VALIDARE NUMERICĂ A ROTORULUI CENTRIFUGAL CONSIDERÂND TEHNOLOGIA AUTOCLAVEI	18
4.1. Analize aerodinamice cu privire la definirea geometriei rotorului de compresor centrifugal.....	18
4.2. Analiza numerică și optimizarea structurală a rotorului	21
4.3. Studiu privind implicațiile echilibrării dinamice asupra geometriei rotorului de compresor centrifugal.....	28
4.4. Modelarea geometrică a rotorului de compresor centrifugal	29
CAPITOLUL 5.....	30
DEZVOLTAREA TEHNOLOGIEI DE REALIZARE A ROTORULUI CENTRIFUGAL DIN MATERIALE COMPOZITE.....	30
5.1. Dezvoltarea matrițelor necesare pentru realizarea rotorului de compresor centrifugal .	30

5.2. Dezvoltarea tehnologiei de realizare a rotorului de compresor centrifugal din materiale compozite	33
CAPITOLUL 6.....	37
INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE ȘI VALIDARE ROTOR DE COMPRESOR CENTRIFUGAL.....	37
6.1. Determinarea masei rotorului de compresor centrifugal.....	37
6.2. Evaluarea preciziei dimensional – geometrice a rotorului de compresor	38
6.3. Evaluarea rugozității canalului de curgere al rotorului	39
6.4. Echilibrarea dinamică a rotorului de compresor centrifugal.....	39
6.5. Analiza modală a rotorului de compresor centrifugal.....	41
6.6. Verificarea funcționalității rotorului de compresor centrifugal realizat din materiale compozite	44
CAPITOLUL 7.....	46
CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE	46
7.1. Concluzii generale.....	46
7.2. Contribuții originale	47
7.3. Perspective de dezvoltare ulterioară.....	50
LISTA LUCRĂRILOR PUBLICATE.....	50

ABREVIERI, NOTAȚII ȘI SIMBOLURI

ABS	Acrilonitril-butadien-stiren
Al ₂ O ₃	Alumină
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFRP	Carbon Fiber Reinforced Plastics
CMC	Materiale compozite cu matrice ceramică
CNC	Computer Numerical Control
CO ₂	Dioxid de carbon
FEA	Finite Element Analysis
FEM	Finite Element Modelling
FFT	Fast Fourier Transform
FRF	Frequency Response Function
FP	Frame Programme
GE	General Electric
MMC	Materiale compozite cu matrice metalică
MW	Megawatt
NASA	National Aeronautic and Space Administration
NO _x	Oxizi de azot
PEEK	Polieteretercetonă
PMC	Materiale compozite cu matrice polimerică
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes
RMS	Root Mean Square
RPM	Rotații pe Minut
RTM	Resin Transfer Moulding
SiC	Carbură de siliciu
SNECMA	Societe National D'Etude et de Construction de Moteurs D'Aviation
SST	Shear Stress Transport
UE	Uniunea Europeană
VARTM	Vacuum Assisted Resin Transfer Moulding

INTRODUCERE

Teza de doctorat intitulată “**CONTRIBUȚII PRIVIND DESIGNUL ȘI REALIZAREA UNUI ROTOR DE COMPRESOR CENTRIFUGAL DIN MATERIALE COMPOZITE**” constituie o contribuție la cercetările teoretice, tehnologice și experimentale, în domeniul ingineriei aerospațiale. Având în vedere că cercetarea avansată în coroborare cu dezvoltările tehnologice de ultimă generație conduc omenirea tot mai departe în domeniul aerospațial, cu rezultate evidente în ultima perioadă în ceea ce privește explorarea spațiului cosmic, necesitățile tehnologice devin tot mai complexe și mai interdependente. Toate aceste cerințe tehnologice trebuie să aibă în vedere inclusiv normele și directivele privind protecția mediului și reducerea emisiilor poluante, astfel încât să se respecte convenția cadru a Națiunilor Unite ce are ca obiectiv limitarea creșterii temperaturii globale la 2°C pentru evitarea efectelor schimbărilor climatice.

Teza de doctorat are ca obiectiv general contribuția la dezvoltarea și implementarea tehnologiilor de ultimă generație în mașinile rotative paletate, obținând rezultate care pot fi cu ușurință translatate spre un randament mai bun și spre un consum de energie mai scăzut pentru asemenea mașini. Prin urmare, autorul își propune utilizarea materialelor compozite cu masă redusă precum fibra de carbon pentru dezvoltarea unui rotor de compresor centrifugal utilizând tehnologia autoclavei, depășind astfel granițele nivelului actual de dezvoltare în domeniu. Mai mult, cercetarea posibilității utilizării materialelor compozite pentru dezvoltarea unui rotor de compresor centrifugal s-a decis datorită aportului de masă semnificativ în cadru mașinilor producătoare de energie care au integrate compresoare aerodinamice, iar reducerea masei ar conduce la un impact semnificativ cu privire la reducerea consumului de combustibil sau energie, respectiv la reducerea emisiilor poluante.

În acest scop, autorul a realizat analize specifice privind materialele compozite disponibile pe piață și aplicabile pentru dezvoltarea unui rotor centrifugal de compresor utilizând tehnologia autoclavei, a realizat analize comparative bazate pe rezultate provenite dintr-o amplă campanie de caracterizare mecanică pentru selectarea celui mai potrivit material, a determinat proprietăților fizico-mecanice pentru materialul selectat în vederea utilizării acestor informații în simulările numerice ulterioare, a modelat, fabricat, echilibrat și testat rotorul de compresor centrifugal din materiale compozite polimerice armate cu fibre de carbon, obținând astfel rezultate proprii și de noutate în domeniul aeronautic.

În continuare sunt prezentate obiectivele specifice ale tezei de doctorat:

- analize aprofundate privind materialele compozite disponibile pe piață și aplicabile pentru dezvoltarea unui rotor centrifugal de compresor utilizând tehnologia autoclavei;
- realizarea unei analize comparative pe baza unor teste de caracterizare mecanică preliminară pentru selectarea celui mai potrivit material pentru aplicația vizată;
- determinarea proprietăților fizico-mecanice pentru materialul selectat în vederea utilizării acestor informații în simulările numerice ulterioare;

- studii de echilibrare dinamică pentru componente ce funcționează la turații ridicate și au masă redusă;
- obținerea modelului geometric al rotorului de compresor centrifugal pretabil fabricării utilizând tehnologia autoclavei pe baza unor studii aerodinamice și mecanice complexe, respectiv studii de echilibrare dinamică;
- definirea procesului tehnologic de fabricare a rotorului de compresor centrifugal, obiectiv ce implică și modelarea geometrică a matrițelor aferente tehnologiei propuse;
- validarea tehnologiei propuse prin fabricarea rotorului de compresor centrifugal și experimentarea acestuia printr-o campanie de testare complexă.

Considerând cele menționate anterior, următoarea frontieră logică în utilizarea materialelor compozite în sistemele aeronavelor este integrarea acestora în cadrul subansamblelor aflate în mișcare de rotație din cadrul sistemelor de propulsie, mai precis în compresor. Elicele aeronavelor de mici dimensiuni, precum și nacelele unor avioane de mari dimensiuni sunt deja realizate din materiale compozite. Reducerea masei componentelor aflate în mișcare de rotație este foarte importantă deoarece are dublu efect la nivel global, crește raportul masă – sarcină utilă, iar momentele inerțiale la nivelul motorului sunt mai reduse, fapt ce conduce la scăderea emisiilor poluante și a zgomotului, în special pentru regimurile de decolare și aterizare.

Dezvoltarea tehnologiei de realizare din materiale compozite a unui rotor de compresor centrifugal este o sarcină complexă, reprezentând un nou tip de abordare, atât la nivel național cât și internațional, dar oferind avantaje incontestabile.

MULȚUMIRI

Nimic nu puteam realiza de unul singur. Aportul conjugat al tuturor a fost hotărâtor în ceea ce privește realizarea tezei de doctorat. Sunt mulți cei cărora vreau să le mulțumesc - oameni care m-au ajutat concret sau cu o vorbă de încurajare, pentru a duce la bun sfârșit această lucrare. Rămân recunoscător și adresez sincere mulțumiri, izvorâte din adâncul sufletului meu, tuturor persoanelor implicate.

Mulțumesc conducătorului meu științific, domnul prof.dr.ing Ion FUIOREA, pentru îndrumare, sprijinire și încurajare de-a lungul perioadei de pregătire a doctoratului, de elaborare a tezei, precum și în activitatea profesională. De asemenea, doresc să subliniez capacitatea de motivare a domnului profesor care mi-a fost insuflată pe toată perioada stagiului doctoral. Fără sprijinul dumneavoastră nu aș fi putut realiza teza de doctorat.

Doresc să îi mulțumesc și domnului prof.dr.ing Virgil STANCIU care a contribuit semnificativ în formarea mea și m-a îndrumat pe întreaga perioadă petrecută în cadrul Facultății de Inginerie Aerospațială.

Mulțumesc pentru suportul logistic oferit de Institutul Național de Cercetare Dezvoltare Turbomotoare COMOTI București, suport ce a contribuit semnificativ la obținerea rezultatelor și susținerea acestei teze de doctorat.

Mulțumesc tuturor colegilor și conducerii din cadrul COMOTI care au avut un aport semnificativ în obținerea rezultatelor prezentate ce au condus la finalizarea aceste lucrări.

Mulțumesc pe această cale tuturor profesorilor și dascălilor care m-au format și m-au îndrumat în toată activitatea mea profesională.

Nu în ultimul rând, mulțumesc și sunt profund recunoscător familiei mele, pentru suportul moral, sprijinul, înțelegerea și răbdarea manifestate constant, ajutându-mă să duc la bun sfârșit această teză.

CAPITOLUL 1

MOTIVAȚIA TEMEI ȘI OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

Realizarea rotorului centrifugal din material compozite a fost inițiată în cadrul proiectului de cercetare *ManuCFBlade – Light weight carbon fiber compressor impeller/blade manufacturing study* finanțat în cadrul programului *MANUNET PROGRAM*. Acest proiect a fost coordonat de *Institutul Național de Cercetare – Dezvoltare TURBOMOTOARE COMOTI* și a fost implementat în perioada 2013-2015. În perioada ulterioară finalizării proiectului de cercetare anterior menționat, autorul a continuat studiului prin realizarea întregului ansamblu rotoric și efectuarea unor teste specifice pe bancul de testare compresoare centrifugale, aflate în cadrul *COMOTI*, atingând astfel normele și directivele privind protecția mediului și reducerea emisiilor poluante, prin reducerea substanțială a masei ansamblului rotoric, conducând tot odată la scăderea emisiilor poluante.

Teza de doctorat “Contribuții privind designul și realizarea unui rotor de compresor centrifugal din materiale compozite” este structurată în 7 capitole, anexe și bibliografie. **Capitolul 1**, intitulat *Motivația temei și obiectivele tezei de doctorat*, pune în evidență necesitatea cercetărilor privind reducerea emisiilor poluante și beneficiile materialelor compozite în cadrul mașinilor paletate. **Capitolul 2**, intitulat *Stadiul actual al utilizării materialelor compozite în industria aeronautică și a mașinilor de paletă*, prezintă o analiză complexă a cercetărilor realizate până în prezent privind direcțiile principale de dezvoltare ale industriei aeronautice, utilizarea și aplicabilitatea materialelor compozite în cadrul acestei industrii de vârf, respectiv fabricarea componentelor utilizând tehnologia autoclavei. **Capitolul 3**, intitulat *Studii și analize privind selecția materialelor compozite pentru realizarea rotorului de compresor centrifugal*, este destinat selectării materialului compozit optim pentru realizarea unui compresor centrifugal din materiale compozite. Pe baza studiului realizat s-a efectuat o analiză comparativă a materialelor identificate, iar patru dintre ele au fost supuse unui test pentru determinarea caracteristicilor mecanice, conducând astfel la materialul ce a fost utilizat la realizarea rotorului de compresor. **Capitolul 4**, intitulat *Definire model geometric și validare numerică a rotorului centrifugal considerând tehnologia autoclavei*, cuprinde studii de proiectare aeroelastică și definirea modelului geometric al rotorului de compresor centrifugal. Pe baza acestor studii s-au determinat și optimizat particularitățile rotorului de compresor centrifugal privind caracteristicile aerodinamice, mecanice și aeroelastice și un studiu preliminar privind echilibrarea dinamică a rotorului din materiale compozite polimerice armate cu fibre de carbon. **Capitolul 5**, intitulat *Dezvoltarea tehnologiei de realizare a rotorului centrifugal din materiale compozite*, prezintă modul de proiectare al matrițelor necesare tehnologiei autoclavei, precum și metodele prin care au fost fabricate matrițele respective. Utilizând astfel matrițele proiectate și realizate se continuă cu fabricarea rotorului de compresor centrifugal ce a fost structurată în trei etape distincte: fabricarea independent a celor șapte palete ale rotorului, integrarea paletelor în structura rotorului, definirea discului rotorului și a zonei de prelucrare mecanică pentru procesul de echilibrare iar în ultima etapă s-a definit tehnologia de prelucrare mecanică pentru a defini interfața rotorului cu arborele

de antrenare și diametrul exterior al acestuia. **Capitolul 6**, intitulat ***Investigații experimentale și validare rotor de compresor centrifugal***, constă în realizarea a numeroase verificări experimentale ce au rolul de a evalua și valida rotorul de compresor centrifugal, respectiv noua tehnologie de fabricare dezvoltată în cadrul acestei teze. În cadrul acestui capitol au fost realizate verificări experimentale constând în determinarea masei rotorului și verificarea abaterilor dimensionale și geometrice, validarea echilibrării dinamice și realizarea unei analize modale de vibrații pentru determinarea frecvențelor proprii și a regimurilor de rezonanță, precum și integrarea rotorului pe un stand de testare special și verificarea parțială a funcționalității acestuia. **Capitolul 7**, intitulat ***Contribuții personale și direcții viitoare de cercetare***, cuprinde concluziile generale rezultate în urma cercetării științifice efectuate, evidențiind contribuțiile proprii ale autorului întreprinse în cadrul tezei de doctorat, gradul de noutate al tezei de doctorat, precum și o serie de propuneri pentru cercetări ulterioare.

CAPITOLUL 2

STADIUL ACTUAL AL UTILIZĂRII MATERIALELOR COMPOZITE ÎN INDUSTRIA AERONAUTICĂ ȘI A MAȘINILOR DE PALETE

Industria aeronautică reprezintă unul din sectoarele emergente ale industriei mondiale, beneficiind de cele mai noi tehnologii în domenii precum materiale și tehnologii de fabricație, scopul final fiind acela de a avea mijloace de transport cât mai sigure, fiabile și cu un impact redus asupra mediului. Încă de la prima aeronavă comercială de transport pasageri, proiectarea și fabricarea aeronavelor a evoluat considerabil, tendința fiind aceea de a reduce consumul de combustibil, precum și emisiile poluante, în principal dioxidul de carbon (CO₂) și oxizii de azot (NO_x), cu impact direct asupra schimbărilor climatice sau a încălzirii globale. Există mai multe soluții ce pot fi aplicate cu succes pentru a reduce emisiile poluante, și anume:

- Îmbunătățirea procesului de combustie în cadrul sistemelor de propulsie (motor aeroreactor);
- Folosirea unor combustibili alternativi (i.e. biocombustibili precum camelina, hidrogenul, bioetanolul în combinație cu kerosenul);
- Reducerea masei aeronavei prin folosirea de materiale cu proprietăți mecanice superioare și greutate redusă.

Dintre soluțiile prezentate anterior, teză de doctorat urmărește reducerea masei sistemului de propulsie, prin utilizarea unor materiale compozite, cu proprietăți mecanice ridicate (asemănătoare celor metalice) și densitate mică. Realizarea din material compozit a unui rotor de compresor centrifugal, utilizând tehnologia autoclavei, este o sarcină complexă, reprezentând un nou tip de abordare în acest domeniu, atât la nivel național, cât și internațional, dar oferind avantaje incontestabile. Dezvoltarea unei astfel de componente este abordată în capitolele următoare.

Folosirea materialelor compozite nu este limitată doar la structura aeronavei, acestea putând fi implementate cu succes pentru diverse componente din cadrul sistemelor de propulsie, reducând greutatea cu până la 25% și costurile cu aproximativ 20% pentru un motor. Un pas important în

acest domeniu a fost dezvoltarea celui mai mare motor turboreactor dublu-flux, General Electric GE90, care echipează aeronava Boeing 777. Primele încercări privind implementarea materialelor compozite în palele de ventilator au fost realizate în anii '80 pentru un model experimental de turbomotor, de tip propfan, GE36.

Generația de motoare turboreactoare dublu flux de mari dimensiuni de la General Electric a continuat cu modelul GENx care introduce pentru prima dată materialele compozite de tip CFRP în carcasa ventilatorului salvând astfel până la 160 de kilograme pentru un turbomotor. Odată cu introducerea noii versiuni Boeing 777, denumită 777X, General Electric a dezvoltat o nouă versiune a motorului GENx, denumită GE9X. Spre deosebire de palele predecesoare, cea nouă va fi de tip hibrid, încorporând atât fibre de carbon, cât și fibre de sticlă în aceeași rășină.

România a fost implicată și ea în astfel de programe de îmbunătățire a performanțelor turbomotoarelor prin folosirea materialelor compozite. Proiectul OPENAIR, desfășurat în cadrul FP7, a avut ca scop dezvoltarea unei pale de stator de ventilator realizată din materiale compozite cu matrice polimerică ranforsate cu fibre de carbon și prevăzută cu inserții din titan. O particularitate importantă a acestora este faptul că, pe lângă structura obișnuită, pala de stator este prevăzută cu un sistem activ de control al nivelului de zgomot, având ca sursă motorul aeronavei, rolul acestuia fiind de a reduce nivelul poluării fonice.

CONTRIBUȚII ORIGINALE

CAPITOLUL 3

STUDII ȘI ANALIZE PRIVIND SELECȚIA MATERIALELOR COMPOZITE PENTRU REALIZAREA ROTORULUI DE COMPRESOR CENTRIFUGAL

3.1. Identificarea și selecția materialelor compozite specifice aplicației

În cadrul acestui capitol s-a realizat un studiu aprofundat cu scopul identificării și selectării celor mai adecvate materiale compozite pentru realizarea rotorului de compresor centrifugal.

Selecția materialelor compozite s-a realizat pornind de la un set de cerințe preliminare (privind încărcările termice, mecanice și de mediu) ce trebuie îndeplinite de rotorul de compresor, respectiv de materialele ce vor fi utilizate pentru realizarea acestuia, cum ar fi:

- necesitatea unui raport mare între rezistența mecanică și densitate (R_m/ρ);
- temperatura de funcționare (minim 120°C);
- rezistența la încărcări dinamice (forțe centrifugale de aproximativ 11 kN).
- maleabilitatea materialului compozit „crimp” (încetire, ondulare, deviere a fibrelor de la direcția stabilită în timpul realizării rotorului).

Considerând cerințele aplicației, identificarea și selecția materialelor compozite polimerice specifice s-a realizat în două etape:

- în prima etapă s-au identificat materialele disponibile pe piață considerând domeniul de aplicabilitate și cerințele impuse aplicației ținând cont și de tehnologia autoclavei;

- în a doua etapă, din materialele identificate anterior s-au selectat patru materiale, având specificații și caracteristici conforme cu aplicația, ce au fost analizate și comparate prin teste mecanice. În procesul de selectare a celor patru materiale s-au avut în vedere și duratele de livrare, posibilitatea obținerii unei cantități minime de livrare ($60 \div 100 \text{ m}^2$ material), respectiv costul de achiziție.

Pe baza acestor informații, au fost selectate și comparate patru materiale din punct de vedere mecanic:

- M49/42%/200T2X2/CHS-3K (definit pe parcursul lucrării ca M49);
- GG245TSE-DT121H-42 (definit pe parcursul lucrării ca GG245);
- ER450/CC402 (definit pe parcursul lucrării ca CC402);
- ER450/CC370 (definit pe parcursul lucrării ca CC370).

3.2. Determinarea proprietăților mecanice pentru materialele selectate

Cele patru materiale selectate anterior au fost supuse unui test mecanic în regim static de tracțiune având ca obiectiv determinarea și evaluarea următorilor parametri: rezistența la rupere, lungirea la rupere, forța de rupere, modulul lui Young, limita de curgere. Toate testele mecanice prezentate în cadrul acestui capitol au fost repetate pe minim cinci epruvete pentru a determina cât mai bine proprietățile materialului. Urmând standardul de testare la tracțiune, SR EN ISO 527-4:2000, au fost selectate epruvetele de Tip 3, cu taloane, conform Figura 3.1 destinate încercărilor materialelor termoplastice și termorigide armate cu fibre multidirecționale.

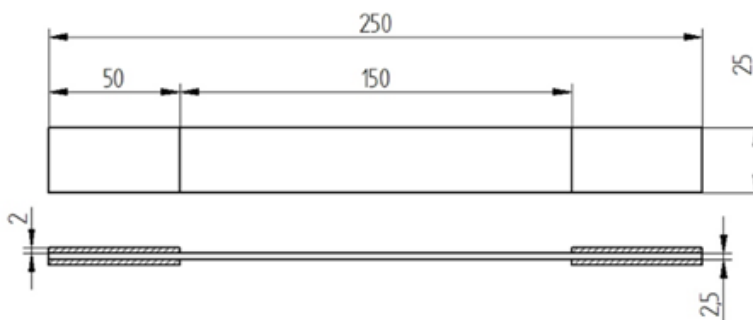


Figura 3.1. Dimensiunile epruvetelor standard a) tip 1 și b) tip 2 și tip 3

Fabricarea epruvetelor

În vederea realizării epruvetelor de Tip 3, a fost fabricate câte o placă de compozit din fiecare dintre cele patru materiale selectate anterior, fiind ulterior debitate 10 epruvete (5 longitudinale și 5 transversale), folosind debitarea cu jet de apă.

Numărul de straturi și parametrii procesului de polimerizare diferă pentru fiecare material, în funcție de grosimea stratului acestora. În Tabel 3.1 sunt prezentate configurațiile de așezare a straturilor pentru fabricarea plăcilor de compozit, împreună cu parametrii de procesare în autoclavă. Procesul de fabricare cât și cele patru laminate fabricate sunt prezentate în Figura 3.2.

Tabel 3.1. Parametrii de procesare ai epruvetelor de tip 3

Material	Grosime strat [mm]	Grosime epruvetă	Dispunere straturi	Parametrii procesare
CC370	0.36	2.5	$[0^\circ/90^\circ]_9$	Încălzire: $3^\circ\text{C}/\text{min}$; Temperatura: 135°C ; Timp polimerizare: 120 minute; Răcire: $4^\circ\text{C}/\text{min}$; Presiune 7 bari; Presiune sac de vid: 0.9 mbar
CC402	0.42		$[0^\circ/90^\circ]_8$	
GG245	0.23		$[0^\circ/90^\circ]_{13}$	Încălzire: $3^\circ\text{C}/\text{min}$; Temperatura: 135°C ; Timp polimerizare: 40 minute; Răcire: $4^\circ\text{C}/\text{min}$; Presiune 7 bari; Presiune sac de vid: 0.9 mbar
M49	0.24		$[0^\circ/90^\circ]_{12}$	

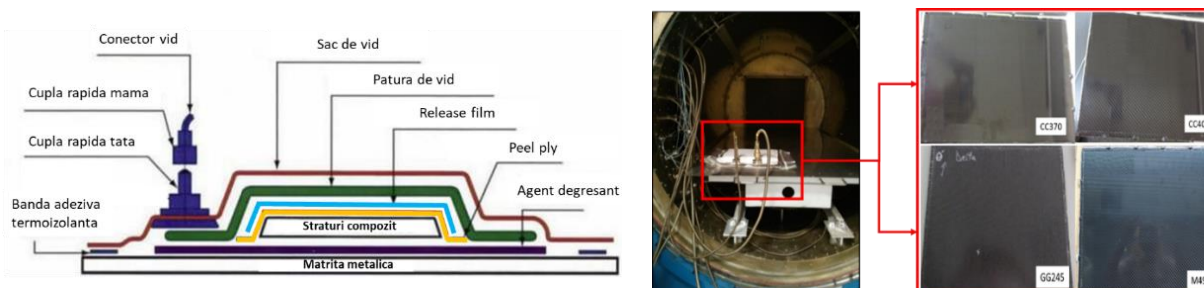


Figura 3.2. Ilustrarea procesului de fabricare al laminatelor: a) schema de așezare a materialelor pentru procesul de polimerizare în autoclavă; b) evidențierea laminatelor după polimerizare

Testarea mecanică la tracțiune a materialelor selectate

Din fiecare placă de compozit au fost debitate câte 5 epruvete longitudinale și 5 epruvete transversale de Tip 3, adăugându-se, după verificarea dimensională, și taloanele specifice.

Testele de tracțiune au fost realizate utilizând o mașină de încercări mecanice universală tip Instron 8802 (Clasa A cf. ISO 5893) cu acționare hidraulică cu celula de forță de 150 kN. Pe durata testelor de tracțiune a fost utilizat un extensometru montat pe epruvete pentru a măsura lungirile. A fost utilizată o viteză constantă a traversei de 2 mm/min, testele realizându-se la temperatura camerei, umiditate 45% în camera de testare (4 ore de condiționare anterior testării). Pentru fiecare epruvetă testată a fost trasată curba caracteristică, din care rezultă parametrii elastici și mecanici de interes. În cele ce urmează sunt prezentate rezultatele testelor la tracțiune ale celor patru materiale compozite. Selecția materialului pentru realizarea rotorului de compresor s-a realizat în funcție de valorile modului Young și a rezistenței la rupere.

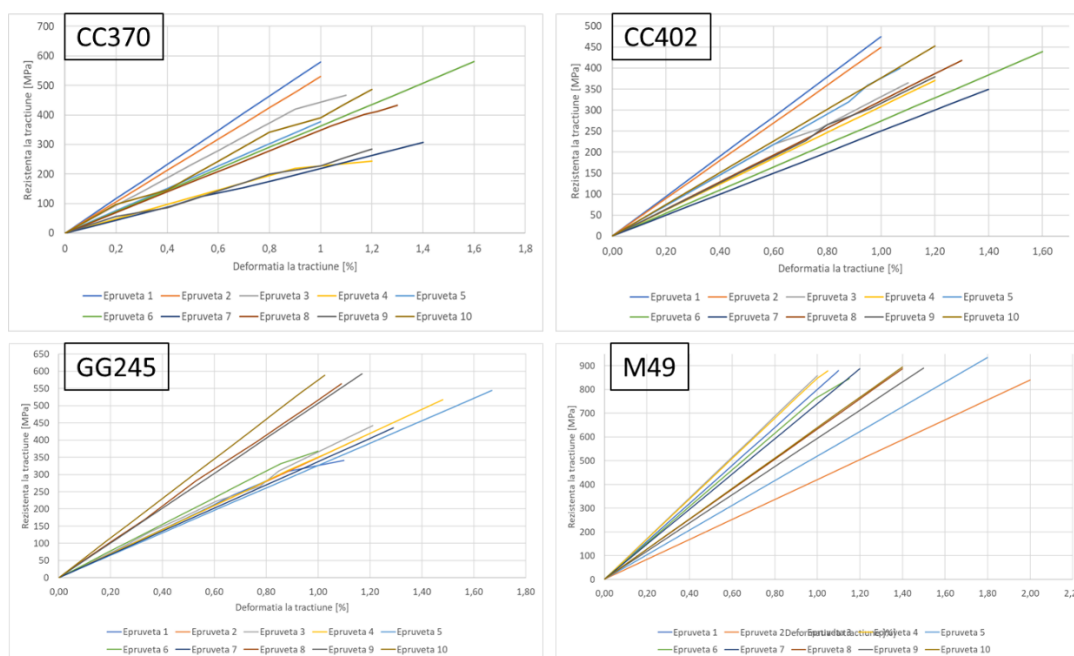


Figura 3.3. Reprezentări grafice cu rezultatele încercării mecanice la tracțiune pentru cele patru materiale selectate

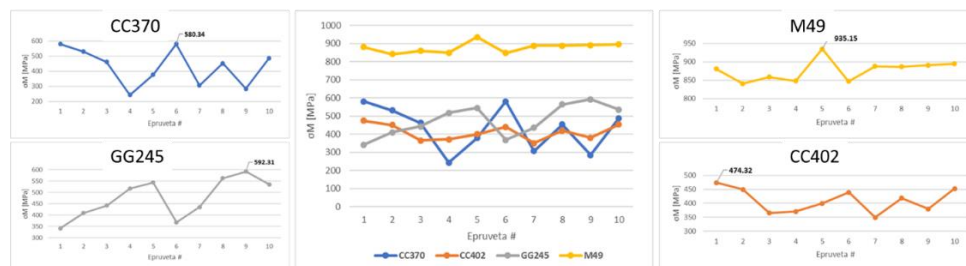


Figura 3.4. Prezentarea comparativă a valorilor maxime obținute prin teste de tracțiune

În vederea unei analize mai riguroase a rezultatelor testelor de tracțiune pentru cele patru materiale analizate, s-a extras valoarea rezistenței la tracțiune și s-au efectuat o serie de analize statistice. Astfel, în Figura 3.5. sunt prezentate valorile rezistenței la tracțiune, evidențiind valorile maxime și minime pentru fiecare din cele patru materiale. Pentru fiecare material s-a calculat valoarea medie și deviația standard. În partea dreaptă din Figura 3.5 este reprezentată sub formă de histogramă deviația standard pentru fiecare material analizat.

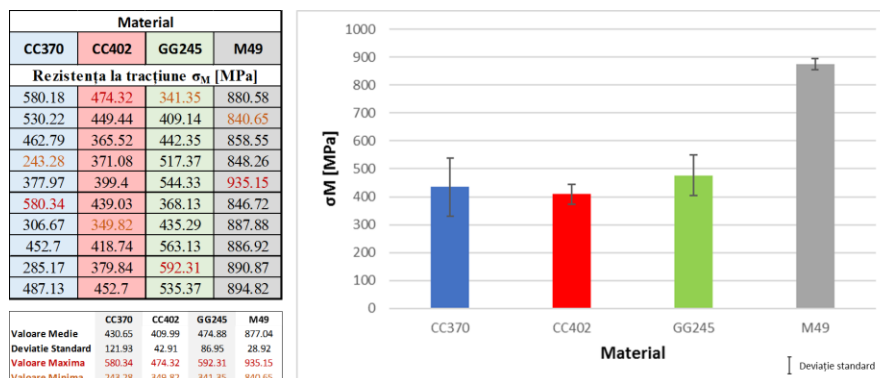


Figura 3.5. Analiza statistică a rezultatelor rezistenței la tracțiune pentru materialele analizate

Pentru o analiză comparativă mai cuprinzătoare, frecvența de apariție a rezultatelor privind rezistența la tracțiune pentru cele patru materiale este prezentată în Figura 3.6. S-au definit intervale pentru rezistența la tracțiune și se observă că pentru materialul M49 șase rezultate se încadrează într-un singur interval de măsură (850-900 MPa), ceea ce confirmă un caracter mecanic stabil pentru acest material. Urmărind comportamentul mecanic al materialului M49 și având în vedere că valorile rezistențelor mecanice la rupere sunt aproape duble comparativ cu celelalte materiale investigate, s-a decis utilizarea acestui material în procesul de dezvoltare/fabricare a paletelor/rotorului de compresor centrifugal.

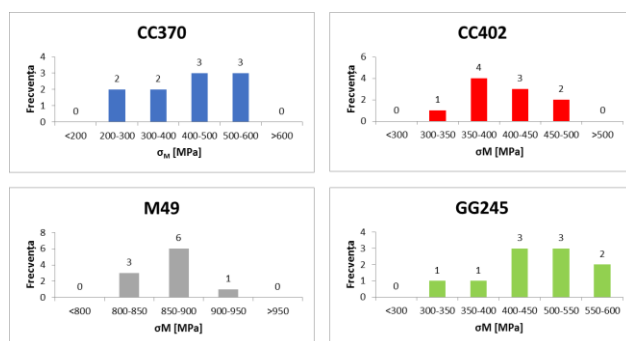


Figura 3.6. Analiza statistică a rezistenței la tracțiune în funcție de frecvență pentru cele patru materiale testate

3.3. Caracterizarea fizico-mecanică a materialului M49/42%/200T2X2/CHS-3K

Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor compozite depind de o multitudine de factori dintre care cei mai importanți sunt factorii de mediu, solicitările mecanice și compatibilitatea dintre materialele constitutive (matrice – element de ranforsare). Acești factori reprezintă date importante atât pentru etapele de proiectare, pentru pre-validarea structurii, cât și pentru optimizarea structurii.

Determinarea conținuturilor din materialul compozit M49

Întrucât conținutul de fibre și rășină afectează proprietățile și răspunsul mecanic al materialului, acestea trebuie măsurate pentru fiecare material testat și luate în considerare pentru predicția răspunsului mecanic. Utilizând standardul ASTM D3171: 2006 “*Standard Test Methods for Constituent Content of Composite Materials*”, a fost determinată experimental prin atac chimic al matricei, fracția volumetrică (V_f) a fibrelor din materialul compozit. Prin urmare, o epruvetă din M49 cu suprafața de 40 mm² și grosime de aproximativ 0.24 mm a fost cântărită ($M_i = 0,1424$ g), apoi imersată într-o soluție de acid sulfuric (H₂SO₄ cu 96% până la 98% soluție apoasă) pentru a îndepărta matricea epoxidică. Rezultatele au arătat că există o diferență între datele furnizate de fișa tehnică a materialului (42% masic de rășină) și rezultatele experimentale (38,63% masic de rășină), însă aceste diferențe sunt datorate faptului că nu se poate admite că există zero pierderi de rășină (chiar și în cazul prepregului crud). Rezultatele privind conținutul constitutiv pentru straturile de material nepolimerizate sunt prezentate în Tabel 3.2. Același protocol a fost aplicat și pe materialul compozit M49 polimerizat.

Tabel 3.2. Rezultatele experimentale pentru epruvetele din M49

Epruvete nepolimerizate		Epruvete polimerizate	
Date oferite de producător	Date obținute experimental	Date oferite de producător	Date obținute experimental
$\rho_m=1,18\text{g/cm}^3$	$M_i=0,1424\text{g}$	$\rho_m=1,18\text{g/cm}^3$	$M_i=1,1983\text{g}$
$\rho_c=1,47\text{g/cm}^3$	$M_f=0,0874\text{g}$	$\rho_c=1,47\text{g/cm}^3$	$M_f=0,9203\text{g}$
$\rho_f=1,78\text{g/cm}^3$	$\rho_c=1,48\text{g/cm}^3$	$\rho_f=1,78\text{g/cm}^3$	$\rho_c=1,48\text{g/cm}^3$
$W_f=58\%$	$W_f=61,37\%$	$W_f=58\%$	$W_f=76.8 \%$
$W_m=42\%$	$W_m=38,63\%$	$W_m=42\%$	$W_m=23.2 \%$
	$V_f= 51,33\%$		$V_f= 68.7 \%$
	$V_r= 48,67\%$		$V_r= 31.3 \%$

unde, M_i = masa inițială a epruvetei, M_f = masa finală a epruvetei, ρ_m = densitatea matricei polimerizate, ρ_c = densitatea compozitului, ρ_f = densitatea fibrelor, V_m = procent volumic al matricei, V_f = procent volumic al fibrelor, W_f = procent masic al fibrelor, W_m = procent masic al matricei.

Teste de încovoiere în trei puncte

Prin realizarea acestui test se pot determina o serie de caracteristici precum modulul de elasticitate la încovoiere, rigiditatea la încovoiere, forța la încărcarea maximă, deplasarea la încărcarea maximă, tensiunea maximă de încovoiere la încărcarea maximă, deformarea maximă la încărcarea maximă, forța de rupere, deformația specifică la rupere sau tensiunea maximă la rupere. Realizarea plăcilor din care s-au debitat epruvetelor utilizate în cadrul acestui test s-a efectuat considerând un proces tehnologic identic cu cel utilizat pentru testul de tracțiune. Testele mecanice au fost realizate folosind un echipament INSTRON 3360 cu o celulă de forță de 55 kN, urmând standardul SR EN ISO 14125:2000. Condițiile în care au fost realizate încercările mecanice sunt următoarele:

- viteza de testare 2 mm/min.;
- temperatura la care au fost realizate încercările – temperatura ambiantă (24°C);
- distanța dintre reazeme: 32 mm.

În Figura 3.7 este prezentată o epruvetă supusă testului de încovoiere împreună cu curbele caracteristice corespunzătoare. În urma încercărilor mecanice s-a constatat că materialul M49 prezintă următoarele proprietăți la încovoiere (valori medii rezultate prin prelucrarea rezultatelor date de mașina de încercări):

- forța de încărcare maximă: 971.4 N;
- tensiunea maximă la încovoiere: 907.53 MPa.

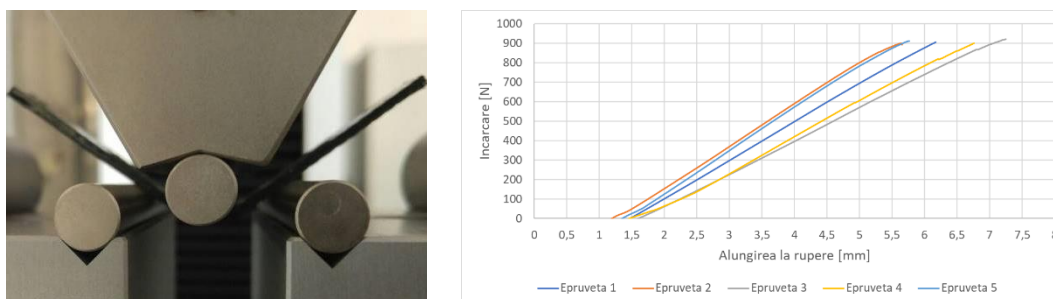


Figura 3.7. Imagine reprezentativă cu o epruvetă din timpul încercării mecanice la încovoiere în trei puncte și prezentarea curbelor caracteristice

Teste de impact

Comportamentul structurilor la impact, rotorul de compresor în acest caz, este de mare interes atât pentru faza de proiectare, cât și pentru faza de funcționare. Prin efectuarea testelor de impact s-a urmărit determinarea caracteristicilor elastice ale materialului selectat în regim dinamic. Scopul încercărilor dinamice a fost de a determina caracteristicile de material în condiții de viteze de deformății mari, așa cum este cazul fenomenelor care au loc în practică, cum ar fi impact sau șoc. Astfel, au fost fabricate epruvete conform standardului ASTM D7136/D7136M-07 utilizând aceiași parametri de polimerizare precum în cazurile precedente. În urma unor teste premergătoare de la o înălțime de 3,5 m, 1,5 m, 0,9 m, 0,8 m și 0,7 m s-a concluzionat faptul că va fi utilizată înălțimea de testare de 0,7 m pentru determinarea rezistenței la impact. În Figura 3.8 sunt prezentate o serie de epruvete supuse testelor de impact, respectiv rezultatele testelor la impact.

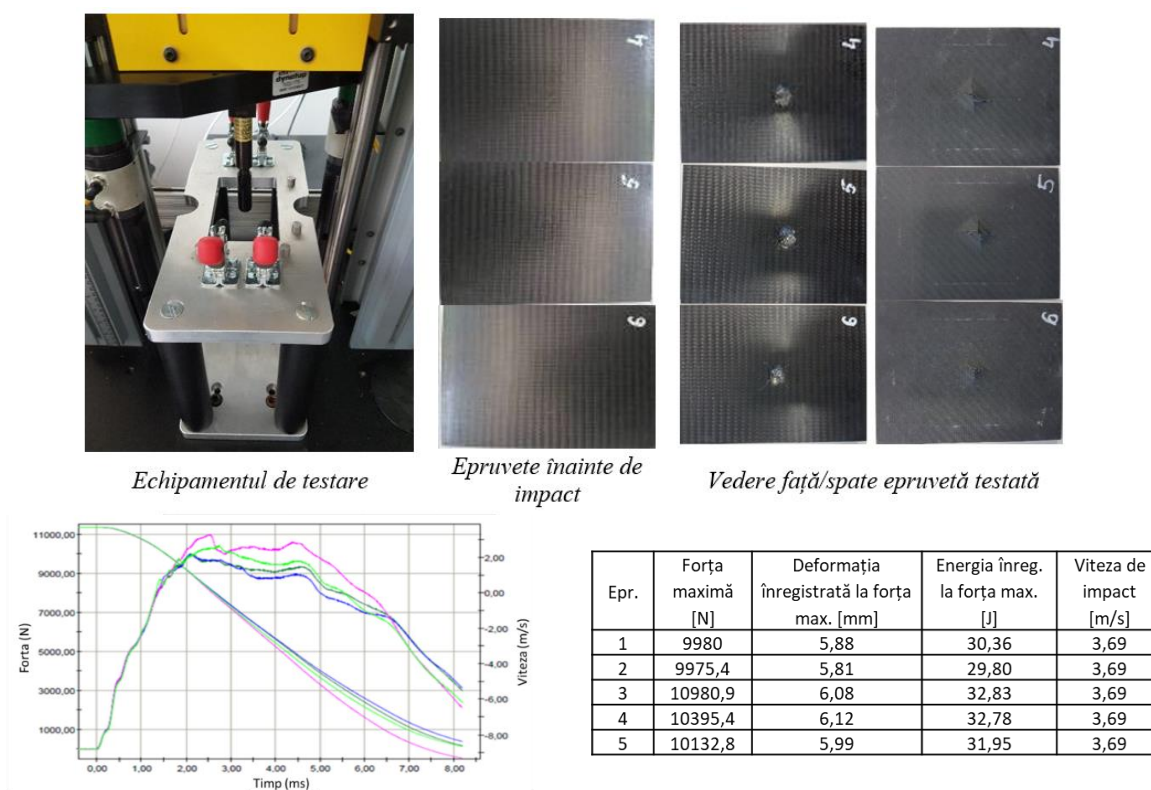


Figura 3.8. Echipamentul și epruvetele înainte și după efectuarea testelor mecanice de impact

CAPITOLUL 4

DEFINIRE MODEL GEOMETRIC ȘI VALIDARE NUMERICĂ A ROTORULUI CENTRIFUGAL CONSIDERÂND TEHNOLOGIA AUTOCLAVEI

Obiectivul studiilor de proiectare și optimizare a rotorului de compresor centrifugal este de a defini o geometrie care să se preteze la tehnologia autoclavei, dar, în același timp, să respecte dimensiunile de gabarit ale rotorului de referință în vederea realizării unei analize comparative, precum și specificațiile aerodinamice și mecanice impuse prin natura aplicației. Rotorul de referință identificat are o greutate de 22 kg, este realizat din oțel (17-4 PH), format din 17 palete, funcționează la o turație de 17050 rot/min, asigură un debit de aer de 4.25 kg/s, este proiectat pentru treapta 1 a compresorului centrifugal CCAE 9-125 (presiune refulare – 8,7 bar, debit – 5200 Nm³/h, putere – 510 kW), realizat cu trei trepte de comprimare și răcire intermediară de Institutul Național de Cercetare – Dezvoltare Turbomotoare COMOTI.

În acest capitol, din punct de vedere geometric s-au avut în vedere următoarele condiții în ceea ce privește proiectarea rotorului ce va fi realizat din materiale compozite prin tehnologia autoclavei:

- dimensiuni și toleranțe generale;
- profilul carcasei și ieșirea din compresor;
- profilul triunghiular pentru transmiterea momentului (profilul K ce asigură interfața cu arborele).

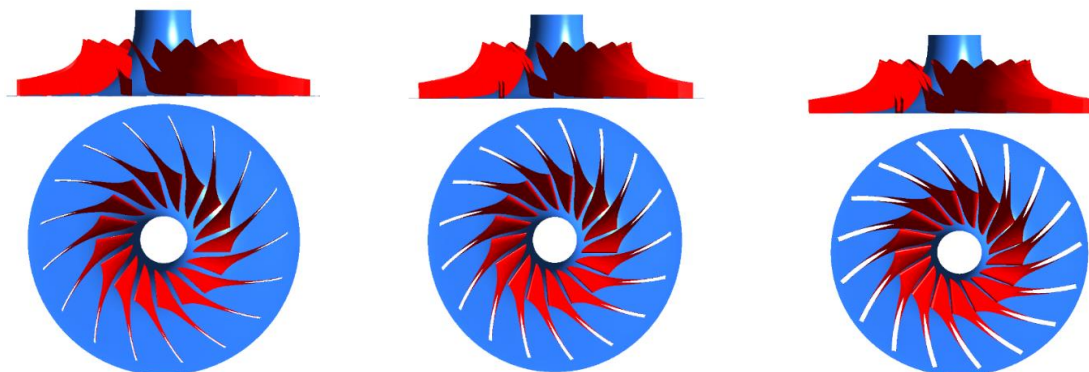
În continuare se prezintă rezultatele studiilor aerodinamice ce au fost realizate utilizând softul Ansys CFX, ce au condus la definirea numărului de palete și a geometriei acestora astfel încât rotorul să poată fi realizat utilizând tehnologia autoclavei. Geometria rezultată a fost optimizată și validată din punct de vedere mecanic, considerând caracteristicile de material obținute experimental și prezentate în cadrul Capitolului 3. Cumulând rezultatele celor două studii complexe, precum și metoda de echilibrare identificată a fi aplicabilă pentru un rotor realizat din materiale compozite, a fost obținută geometria finală (modelul CAD) al rotorului.

4.1. Analize aerodinamice cu privire la definirea geometriei rotorului de compresor centrifugal

În cadrul acestui studiu a fost considerat un număr diferit de palete cu grosimi variabile în vederea obținerii unui design pretabil cu tehnologia de realizare vizată. În urma unor teste preliminare s-a stabilit că grosimea minimă a paletelor rotorului de compresor centrifugal nu poate fi mai mică de 6 mm, din considerente tehnologice, iar numărul paletelor a fost variat între 7 și 17, considerând grosimi diferite ale acestora.

Remodelarea geometrică a paletelor

În Figura 4.1 sunt prezentate cazurile în care a fost analizată influența solidității asupra eficienței rotorului centrifugal. Astfel, păstrând același profil pentru palete, cu aceleași unghiuri de fixare, s-a dublat sau chiar triplat grosimea acestora. Această operație a fost necesară pentru a face legătura între geometria rotorului și tehnologia de realizare vizată. Creșterea grosimii paletelor a fost însoțită și de reducerea numărului acestora, de la 17 palete la 15, 13 și 7 palete.



a) Modelare palete 1x

b) Modelare palete 2x

c) Modelare palete 3x

Figura 4.1. Modelarea formei paletii îngroșate și intersecția acesteia cu curba de vârf a canalului de curgere

Definire model de calcul

În urma rezultatelor preliminare obținute s-a decis că varianta rotorului cu 7 palete să fie investigată mai în detaliu. Astfel, pentru acest caz a fost variată grosimea paletii pentru a determina influența modificărilor geometrice asupra performanțelor rotorului. Tipul grilei de calcul este de tip structurat, realizată în Ansys ICEM, având 539,248 elemente (Figura 4.2).

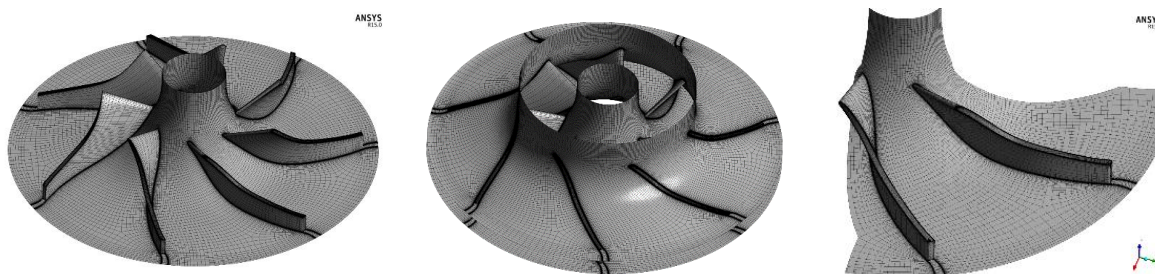


Figura 4.2. Grila de calcul utilizată pentru analiza rotorului centrifugal realizat din materiale compozite prin tehnologia autoclavei

Discretizarea este una bazată pe izomorfism topologic, având prima celula de înălțime corespunzătoare unei valori a grosimii adimensionale $y^+ \sim 1$. Un alt criteriu avut în vedere a fost discretizarea cu finețe mare până la o distanță $y^+ = 30$, peste limita $y^+ > 30$, se aplică modelul k-epsilon. Pentru rotorul studiat s-a avut în vedere ca valoarea y^+ să fie cât mai mică posibil, valorile acestuia pe extradusul și intradosul paletii fiind prezentate în Figura 4.3. O valoare cât mai mică a acestuia ajută definirea/surprinderea fenomenelor din jurul paletelor, indicând totodată și calitatea grilei.

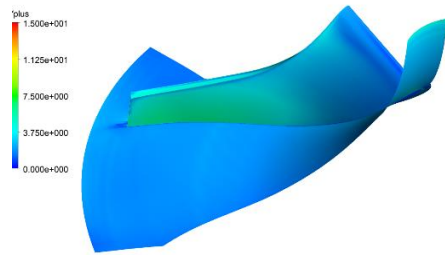


Figura 4.3. Distribuția lui y^+

- **Intrare (Inlet):**
 - Presiune totală: 101353 Pa;
 - Temperatura totală: 288 K;
- **Ieșire (Outlet):**
 - Debit: 4.25 kg/s;
- **Perete (Wall):**
 - Condiție de tip “no slip” (restul domeniului de calcul).

Analiza rezultatelor simulărilor aerodinamice

Din totalul cazurilor calculate, cazul evidențiat în Tabel 4.1, **rotor cu 7 palete și grosime de 2x** a fost selectat pentru a fi utilizat mai departe în cadrul tezei, având la bază diferența scorurilor față de rotorul de referință. Scorurile au fost calculate pe baza formulei de mai jos.

$$S = \sum \left(100 \cdot \frac{\frac{\pi_c}{2.067} + \frac{P}{310.4} + \frac{\eta}{91.80}}{3} \right) \quad (4.2)$$

Tabel 4.1. Scorurile obținute pentru geometriile calculate

Caz/ Scor	7 palete			13 palete			15 palete			17 palete		
	1x	2x	3x	1x	2x	3x	1x	2x	3x	1x	2x	3x
S [%]	/	95.34	109.66	/	94.38	88.27	/	93.31	-	100	89.07	-

Se poate observa că îngroșarea paletelor în cazul unui număr mai mic de palete conduce la creșterea performanțelor. Pe de altă parte, îngroșarea paletelor pentru un rotor cu mai multe palete are efecte negative.

Astfel, considerând condițiile la limită impuse, turație și debit din punct de vedere gazodinamic, precum și grosimea minimă a paletelor, din punct de vedere tehnologic, s-a concluzionat că rotorul format din 7 palete cu o grosime a acestora de 6 mm este cel mai potrivit pentru această aplicație. În figurile următoare sunt prezentate liniile de curent împreună cu variațiile presiunii în plan meridional, cât și variația presiunii de la intrarea până la ieșirea din rotor pentru cazul cu 7 palete studiat și utilizat mai departe în cadrul tezei.

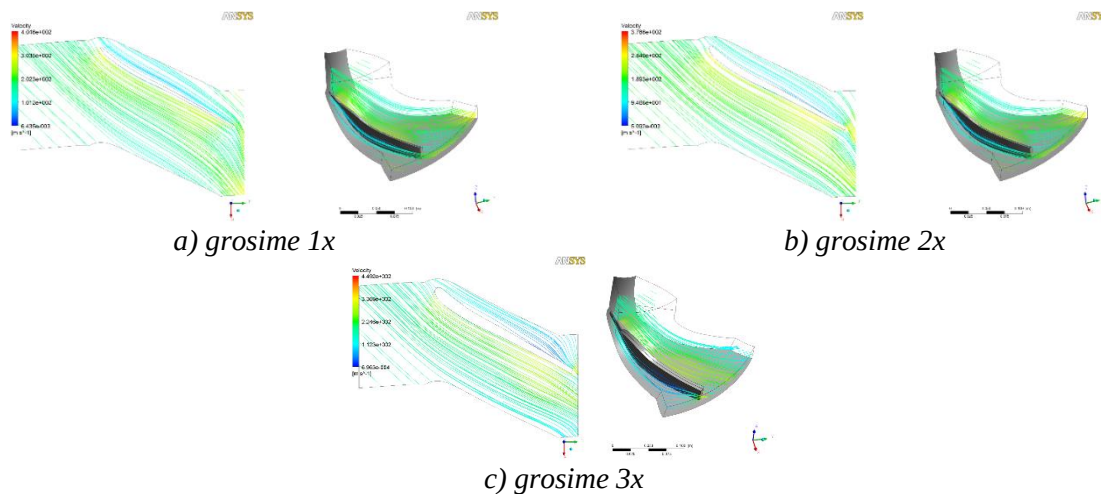


Figura 4.4. Liniile de curent pentru cazul cu 7 palete

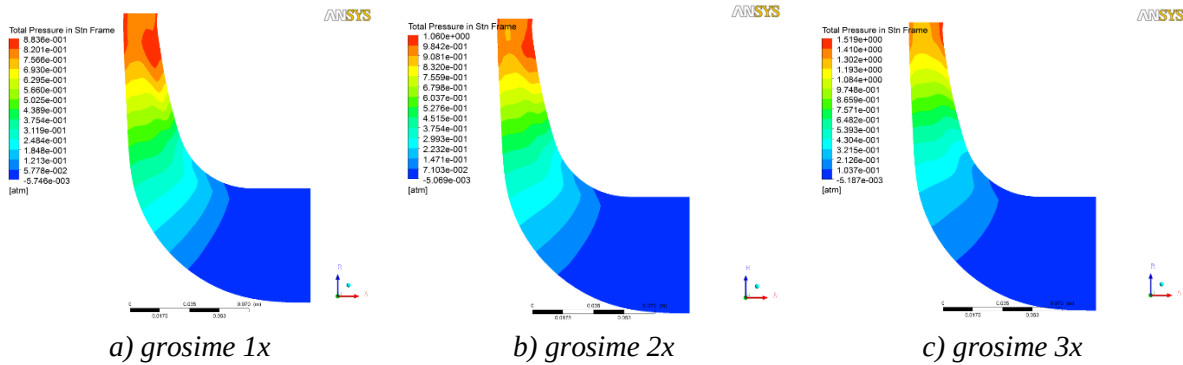
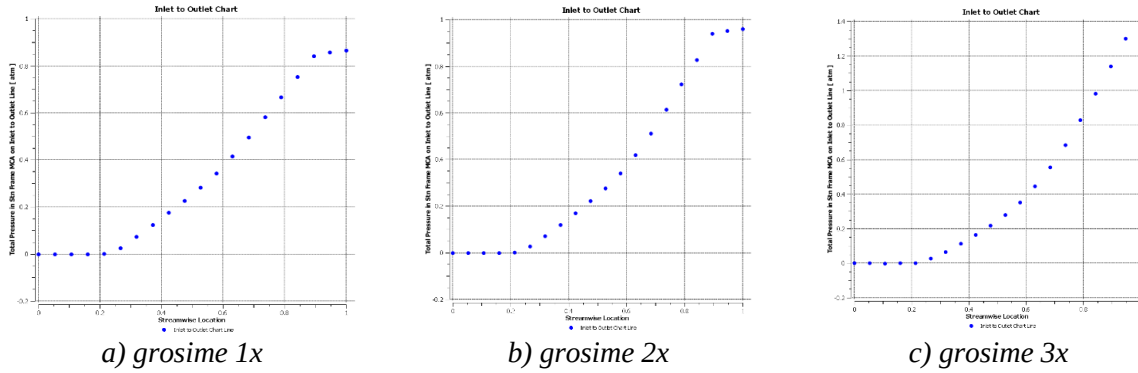


Figura 4.6. Variația presiunii în plan meridional (cazul cu 7 palete)

4.2. Analiza numerică și optimizarea structurală a rotorului

Analizele statice și dinamice au avut scopul de a valida soluția adoptată pentru tehnologia de fabricare a rotorului. Calculul de rezistență și vibrații a fost efectuat cu metoda elementelor finite, utilizându-se programele de procesare MSC NASTRAN și MSC PATRAN.

Criteriile de cedare ale materialelor laminate pot fi definite ca o generalizare a criteriului von Mises. Pentru verificarea cerințelor de rezistență mecanică s-au utilizat criteriile Tsai-Wu și Chang pentru analizele efectuate cu elemente finite de tip 2D, respectiv Hashin-Fabric pentru analizele efectuate cu elemente finite de tip 3D. Analizele numerice au fost următoarele:

- Analiza statică organizată după cum urmează:
 - Calcul de rezistență pentru paletele rotorului, iterații corespunzătoare diverselor configurații constructive. Obiectivul acestei etape este de a determina configurația constructivă a paletelor;
 - Calcul de rezistență rotor, iterații derulate pentru definirea variantei constructive a rotorului (disc, palete, inele de echilibrare etc);
- Analiza pentru identificarea modurilor proprii și a frecvențelor de vibrație a rotorului;
- Analiza răspunsului în frecvență pentru ansamblu rotor-arbore, în vederea comparării rezultatelor teoretice cu rezultatele experimentale obținute printr-un test Ping.

Pentru evaluarea siguranței mecanice a modelului cu elemente finite de tip 3D s-au utilizat următoarele criterii: criteriul von Mises pentru piese metalice și adezivi, criteriul tensiunii

tangențiale maxime pentru adezivi și criteriul Hashin Fabric pentru piesele din materiale compozite (disc și palete).

Definire configurație constructivă

În Figura 4.7 este prezentată geometria rotorului și a paletajului utilizat pentru calculul preliminar. Aceasta geometrie, rotor cu șapte palet, cu o grosime a paletelor de 6 mm, a rezultat în urma simulărilor numerice prezentate în capitolul anterior. Modelarea paletajului s-a realizat cu elemente de tip 2D (shell cu 4 noduri), iar straturile (laminele) au fost definite prin intermediul materialului și a proprietății asociate elementelor. Pe baza modelului prezentat, în Figura 4.8 sunt redată condițiile la limită ce au fost utilizate pentru iterațiile prezentate mai jos. Condițiile la limită sunt prezentate pentru geometria suprafeței de curgere a rotorului (Figura 4.8). Acestea constau în fixarea în planul $Z=0$ și impunerea unor condiții de simetrie axială pe conturul circular din regiunea de intrare în rotor. Aceste condiții au fost stabilite având în vedere caracteristicile mecanice ale ansamblului. Pe baza acestui model de calcul au fost realizate și analizate mai multe iterații în care s-a variat numărul straturilor de material compozit ce formează paleta.

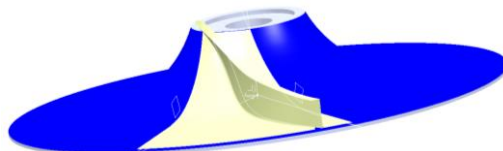
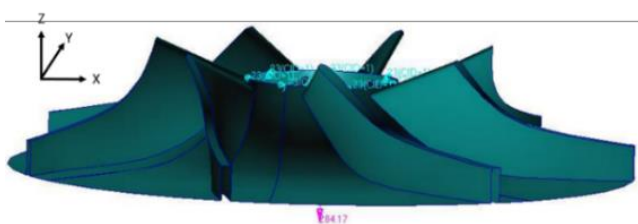
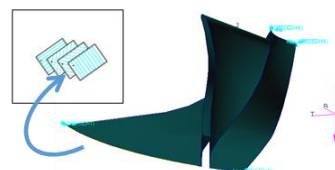


Figura 4.7. Geometria utilizată pentru modelul cu elemente finite de tip 2D



a) Paletaj rotor



b) Sector paletă și dispunere straturi material compozit

Figura 4.8. Condițiile la limită și modelul dispunerii straturilor de material compozit

Ulterior au fost efectuate analize pe paletaj și pe discul format din cele “n” straturi ale paletelor. De asemenea, s-a analizat dacă rotorul rezistă la solicitările mecanice considerând un număr de straturi egal cu cel impus pentru palet. Astfel, în Figura 4.9, sunt reprezentate distribuțiile de deplasări totale ale paletelor cât și a indicelui de cedare Tsai-Wu pentru modelele de palet compuse din 4, 6 respectiv 8 straturi. Pentru cazul cu 4 straturi, potrivit criteriului Tsai-Wu, paleta cedează în zona de fixare, unde valoarea maximă a indicelui de cedare este 33.6 (ruperea apare pentru $FI > 1$). De asemenea se observă că pe zonele laterale indicele de cedare este mai mare decât limita de rupere. În cazul paletelor cu 6 straturi, se poate observa o deformare maximă de 20.5 mm, în zona evidențiată cu roșu. Potrivit criteriului Tsai-Wu, paleta cedează în zona de fixare, unde valoarea maximă a indicelui de cedare este 23 (ruperea apare pentru $FI > 1$). Pentru paleta rotorului formată din 8 straturi de prepreg se poate observa o deformare maximă de 14.1 mm, în zona evidențiată cu roșu. Potrivit criteriului Tsai-Wu, paleta cedează în zona de fixare, unde valoarea maximă a indicelui de cedare este 32 (ruperea apare pentru $FI > 1$).

S-a observat că prin creșterea numărului de straturi de material compozit distribuția indicelui de cedare a scăzut, obținând-se următoarele valori maxime: 33.6 pentru varianta cu 4 straturi, 23 pentru varianta cu 6 straturi, 32 pentru varianta cu 8 straturi. De asemenea, s-a observat o reducere a distribuției deplasării totale odată cu creșterea numărului de straturi. Deplasările totale au valori mari care modifică semnificativ canalul de curgere al rotorului. Cedarea paletelor rotorului este cauzată de faptul că discul modelat cu 4, 6, respectiv 8 straturi nu rezistă încărcării mecanice. În acest sens s-a efectuat o nouă iterație, prin modelarea mai complexă a discului. De asemenea, s-a utilizat criteriul Chang pentru a se asigura trecerea la criteriul Hashin-Fabric adecvat structurilor compozite 3D.

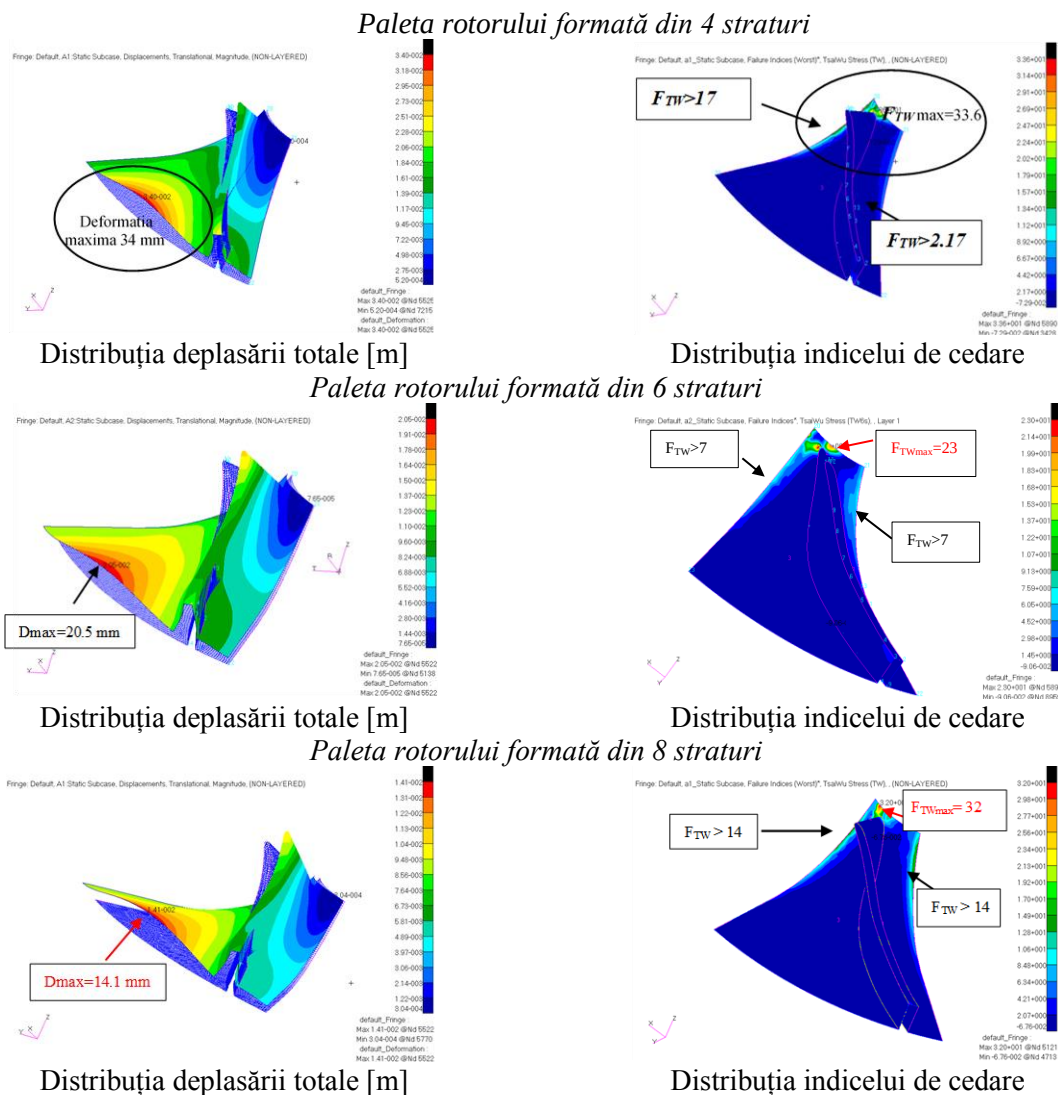


Figura 4.9. Distribuția deplasării totale și a indicelui de cedare Tsai-Wu pentru paletelor compuse din 4,6 și 8 straturi material compozit

S-a concluzionat că rotorul format numai din palet și straturile corespunzătoare discului pentru variantele cu 4 straturi, 6 straturi, respectiv 8 straturi nu rezistă la solicitarea cauzată de forțele centrifugale corespunzătoare unei turații nominale de 17050 rpm.

Având în vedere rezultatele prezentate anterior privind definirea configurației constructive pentru consolidarea și optimizarea geometriei rotorului din punct de vedere structural, în cele ce urmează se prezintă o nouă iterație în care se are în vedere modelarea discului rotorului cu suprafețe mediane și elemente de tip shell. Asigurarea simetriei axiale a piesei, din punct de vedere al proprietăților mecanice, s-a realizat prin utilizarea unor straturi decalate din 5 în 5 grade, în special pentru discul suport. Fiecare strat este realizat dintr-un prefabricat (prepreg) realizat din fibre de carbon și rășină epoxidică cu o grosime de 0.246 mm înainte de polimerizare, respectiv 0.23 mm după polimerizare.

În acest sens au realizate trei analize numerice comparative pentru trei cazuri:

- disc modelat cu 22 straturi de prepreg și paletă modelată cu 7 straturi;
- disc modelat cu 22 straturi, paleta modelată cu 7 straturi la bază și 5 straturi la vârf;
- disc modelat cu 44 straturi.

Pentru primul caz, starea de tensiune cauzată de mișcarea de rotație este prezentată în Figura 4.10, rezultând că tensiunea principală maximă este 619 MPa și este localizată în regiunea bordului de atac, iar tensiunea principală minimă este de 248 MPa și este localizată în aceeași regiune. Evaluarea rezistenței s-a făcut pe baza criteriului Chang, și este prezentată de asemenea în Figura 4.10. Valoarea maximă a indicelui de cedare este 1.57 și se datorează solicitării de încovoiere a paletelor.

Pentru cel de-al doilea caz, Figura 4.11, se observă că reducerea masei la vârful paletelor a avut ca efect reducerea cu 25% a distribuției indicelui de cedare maxim pentru varianta cu 5 straturi, la o valoare de 1.18. Calculele de rezistență au indicat o tensiune principală maximă de 619 MPa localizată în regiunea bordului de atac al paletelor. Potrivit criteriului Chang apare o regiune unde paleta cedează, valoarea maximă a indicelui de cedare fiind de 1.57. Pentru o secțiune constantă de 2 mm, rezistența maximă la încovoiere determinată experimental a fost de 907.53 MPa. În consecință, s-a considerat faptul că cedarea provenită ca urmare a solicitării de încovoiere a paletelor, se poate datora diferenței de complianță dintre disc (22 straturi) și paletă (7 straturi), dar și repartiției uniforme a masei pe paletă, care mărește valoarea forțelor „inerțiale” ce acționează și implicit efortul cauzat de solicitarea de încovoiere. Pentru o distribuție de 5 și 7 straturi (pentru paletă), respectiv 22 de straturi (disc) se poate observa că indicii de cedare maxim este 1.18 cu 25% mai mic decât în cazul variantei cu 7 straturi pe paletă.

Pentru cel de-al treilea caz, distribuția tensiunilor principale și a indicelui de cedare Chang este de 0.97 fiind prezentat în Figura 4.12. Valoarea maximă a indicelui de cedare este 1.68 și este localizată pe regiunea de cuplare a straturilor de pe disc cu cele de pe butuc.

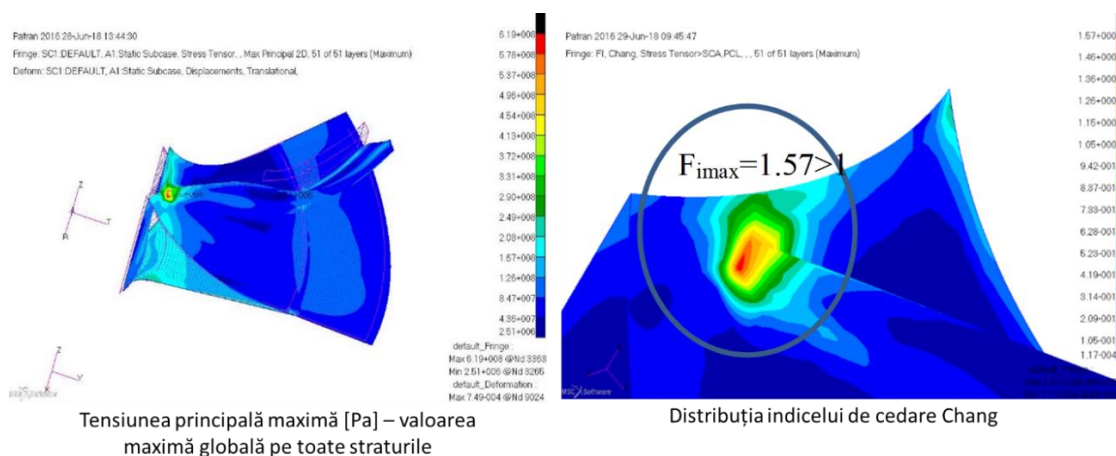


Figura 4.10. Prezentarea tensiunii principale maxime și a distribuției indicelui Chang

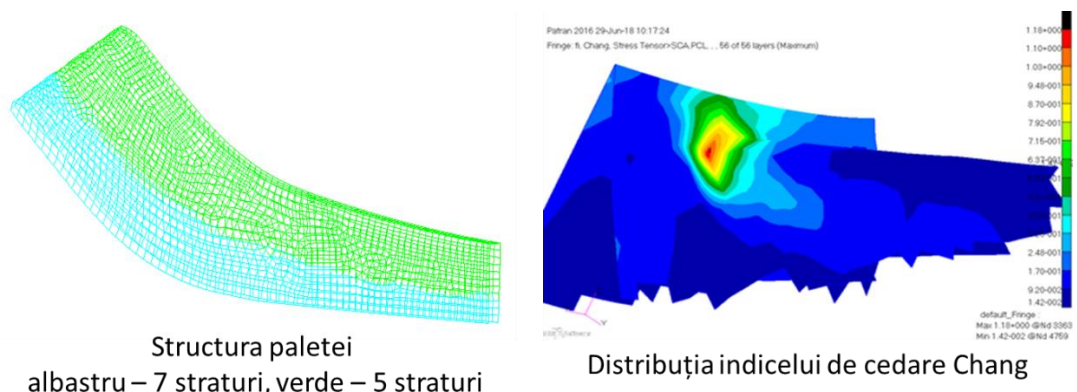


Figura 4.11. Distribuția noilor straturi de prepreg și distribuția indicelui Chang

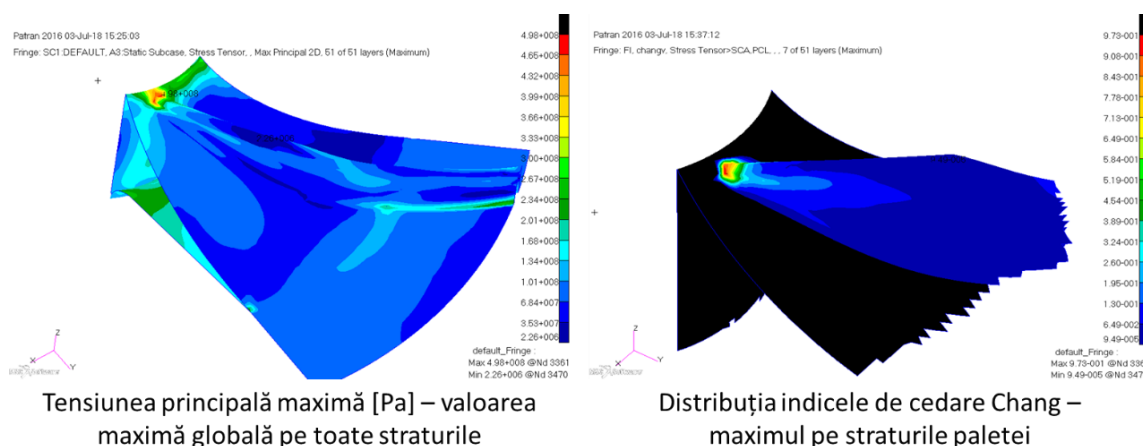


Figura 4.12. Distribuția tensiunilor principale și indicele de cedare

În Figura 4.13 sunt prezentate geometria rotorului cu evidențierea părților specifice: paletaj modelat cu elemente CHEXA (paralelipipede) și material compozit (PCOMPLS), respectiv disc modelat cu material ortotrop și interfață modelată cu elemente CHEXA și material izotrop. Simularea s-a efectuat pe un sector de rotor, având în vedere simetria axială a rotorului. Straturile dispuse pe paletaj sunt următoarele:

- Stratul (lamina) 100001 – stratul de la exteriorul rotorului (în contact cu fluidul de lucru) format din prepreg de laminat (țesătură din fibre carbon impregnată cu rășină) orientat la 45° față de direcția planului median al sectorului;
- Straturile (laminele) 100002...100007 formate din prepreg-uri dispuse pe direcțiile 0° - 45° - 0° - 45° - 0° - 45° ;
- Stratul (lamina) 100008 format din rășina (material izotrop) în care orientarea este irelevantă (pentru a îndeplini condiția obligatorie de orientare a stratului în instrucțiunea PCOMPLS s-a dispus stratul la 45°).

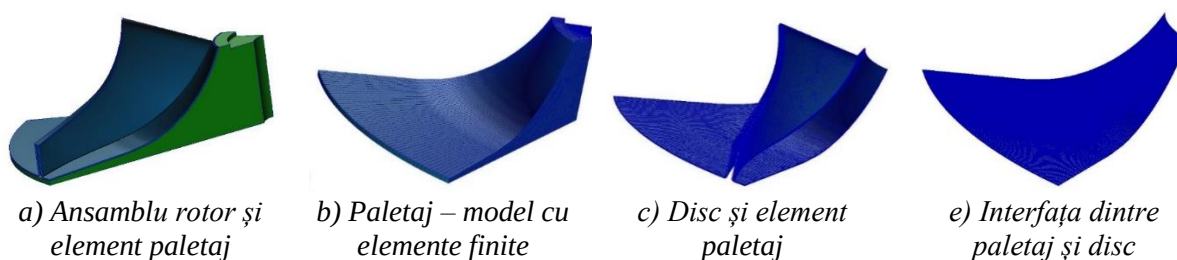


Figura 4.13. Rotor – geometria elementelor specifice

A. Calcul de rezistență

Starea de tensiune rezultată în urma simulării numerice în domeniul nelinier este prezentată în Figura 4.14. Valoarea maximă a tensiunii principale este de 868 MPa și este localizată pe stratul (lamina) 100001 în regiunea de trecere a stratului (laminei) de pe canalul discului pe suprafața paletajului la ieșirea din rotor. Valoarea maximă este mai mică decât limita la rupere la tracțiune a materialului, 900 MPa. Valoarea maximă a tensiunii de forfecare este de 442 MPa și este localizată pe stratul (lamina) 100001 în același nod, prezentate în Figura 4.15.

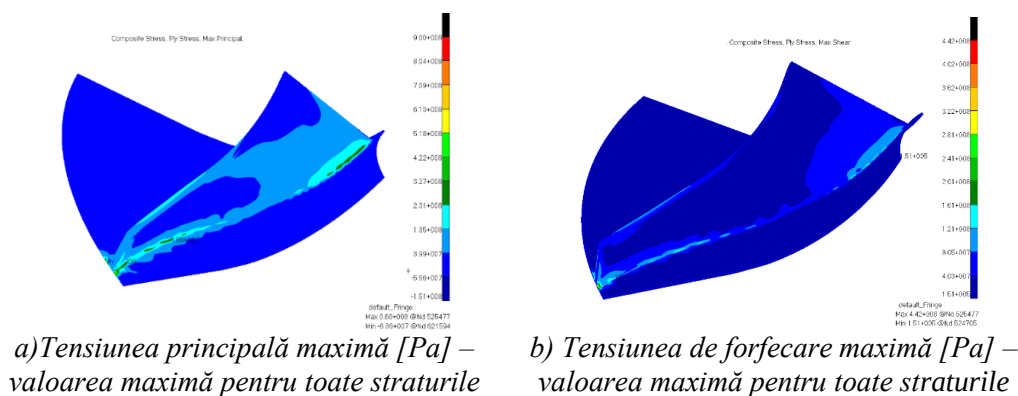


Figura 4.14. Distribuția tensiunii în paletaj

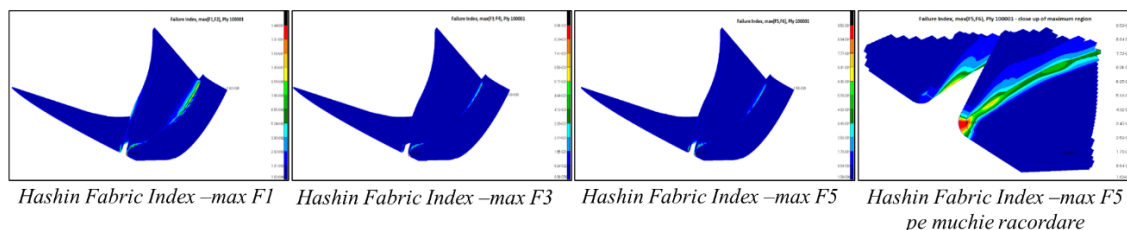
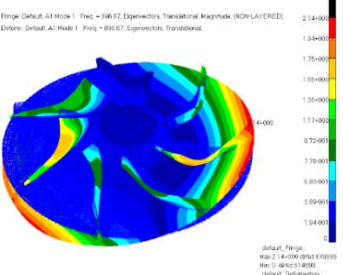
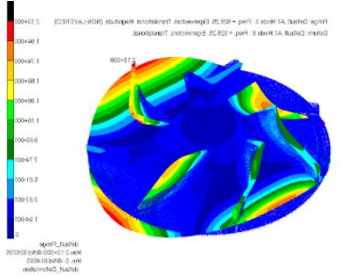
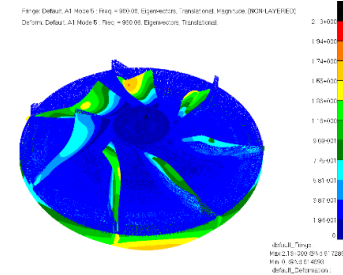
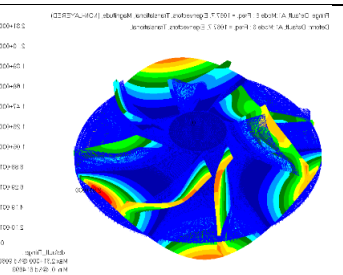
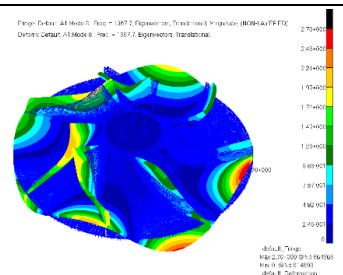
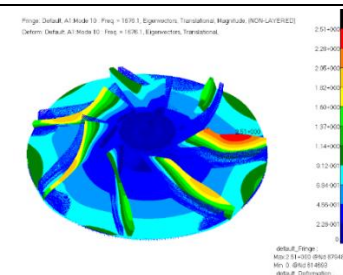


Figura 4.15. Distribuția indicilor de cedare Hashin-Fabric – valori maxime pe stratul 100001

B. Analiza modurilor proprii și a frecvențelor de vibrație

Condițiile de fixare ale rotorului utilizate în analiza de identificare a modurilor proprii de vibrație sunt cele utilizate la analiza pentru determinarea stărilor de deformare și tensiune. Modurile proprii de vibrație pentru rotorul în stare de repaus sunt prezentate în Tabel 4.2. Se observă că principalele moduri proprii de vibrație caracterizate de încovoierea discului (primele 3 Diametre Nodale) au o participare consistentă și a paletelor.

Tabel 4.2. Modurile proprii de vibrație – frecvențe proprii- rotor în repaus

Vector propriu – [mm] / Frecvență proprie	Vector propriu – [mm] / Frecvență proprie	Vector propriu – [mm] / Frecvență proprie
 F1 = 897 Hz	 F2 = 925 Hz	 F3 = 960 Hz
 F4 = 1068 Hz	 F5 = 1368 Hz	 F6 = 1676 Hz

C. Simularea testului Ping

A fost realizată o analiză a răspunsului în frecvență a ansamblului rotor modelat cu elemente 1D), iar rezultatele teoretice obținute prin această simulare sunt comparate cu rezultatele experimentale. Răspunsul în frecvență al ansamblului rotor este prezentat în Figura 4.16, pentru o bandă de frecvență 0-1000Hz. Se observă o frecvență critică F1=660 Hz, care este posibil să fie identificată prin testul Ping. S-a concluzionat faptul că rotorul compozit fabricat din laminat pe bază de fibre de carbon rezistă la încărcarea cauzată de aplicarea unei mișcări de rotație cu turația de 17250 RPM. Frecvențele proprii specifice modurilor de vibrație ale rotorului sunt prezentate în Tabel 4.3.

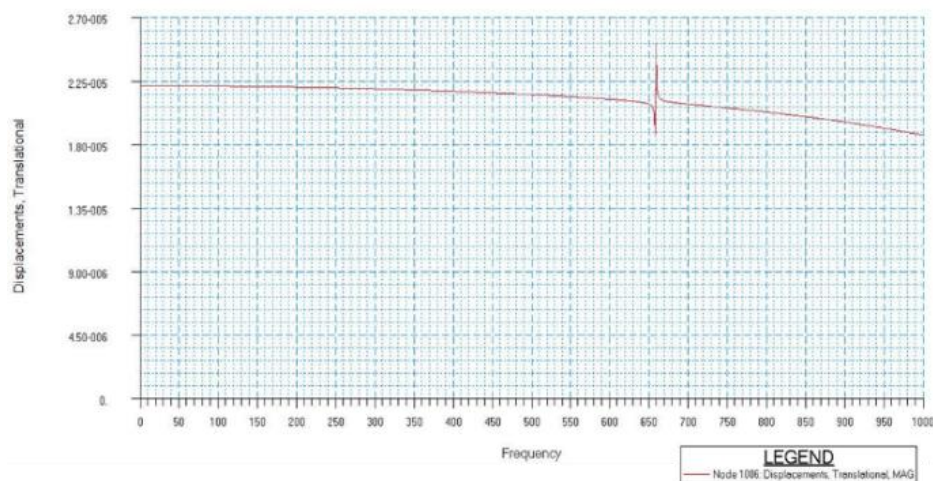


Figura 4.16. Răspunsul în frecvență [m] – Deplasarea radială a centrului de masă al rotorului

Tabel 4.3. Frecvențe proprii ale rotorului determinate prin simulări numerice

Nr.	Frecvența [Hz]	Observații
1	660	Mod propriu ansamblu arbore-rotor pentru condițiile testului Ping
2	897	Primul Diametru Nodal rotor
3	925	Al doilea Diametru Nodal rotor
4	960	Evazare rotor
5	1068	Al treilea Diametru Nodal rotor
6	1368	Mod complex de vibrație
7	1676	Mod complex de vibrație

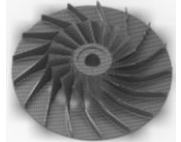
4.3. Studiu privind implicațiile echilibrării dinamice asupra geometriei rotorului de compresor centrifugal

În cadrul acestui studiu de caz s-au realizat următoarele analize privind echilibrarea dinamică a unui rotor de compresor centrifugal realizat din materiale compozite:

1. Rotor realizat în întregime din oțel – varianta de referință considerată pentru această lucrare;
2. Rotor realizat în întregime din materiale compozite – ar avea marele avantaj al celei mai scăzute mase;
3. Rotor realizat dintr-o structură mixtă, materiale compozite și materiale metalice:
 - a. Cu bucsă metalică integrată;
 - b. Cu inele metalice dispuse la diametre diferite.

Pornind de la modelul de referință, s-au studiat trei cazuri distincte pentru a identifica modul optim de echilibrare a unui rotor de compresor realizat din materiale compozite utilizând tehnologia autoclavei.

Tabel 4.4. Rezultate teoretice obținute pentru echilibrarea dinamică a rotorilor

Model rotor		$U_{ADM\ A}$ (gmm)	$U_{ADM\ B}$ (gmm)	M_A (g)	M_B (g)
	Referință rotor 17-4 PH	11,349	16,423	4,10	1,49
	Referință rotor Compozit	2,121	3,182	0,766	0,278
	Rotor 7 palete Compozit/inele metalice	1,34	2,01	0,91	0,68

unde, $U_{ADM\ A}$ – dezechilibrul rezidual admis în planul A, $U_{ADM\ B}$ – dezechilibrul rezidual admis în planul B, M_A – masa de îndepărtat din planul A, M_B – masa de îndepărtat din planul B.

Realizarea unui rotor mai ușor și cu o precizie mai mare ar conduce la corecții mult reduse în privința echilibrării dinamice. Astfel, conform studiilor realizate, prin realizarea rotorului din material compozit cu inserții metalice (inele metalice) se asigură posibilitatea echilibrării dinamice coroborată cu reducerea substanțială a masei rotorice. De asemenea, prin utilizarea a două inele metalice echilibrarea poate fi efectuată prin îndepărtarea de material din zona inserțiilor în vederea realizării echilibrării dinamice a rotorului.

4.4. Modelarea geometrică a rotorului de compresor centrifugal

În vederea realizării întregului rotor din materiale compozite și în urma simulării numerice, s-a optat pentru un rotor cu 7 palete, și o grosime de 6 mm, din care 3 mm reprezentând secțiune goală și adăugarea unor raze de racordare pe conturul paletei. Astfel, modelarea noii versiuni de rotor a pornit de la remodelarea suprafețelor rotorului de referință (Figura 4.17) pentru a ajunge la geometria cu 7 palete, cu o grosime de două ori mai mare față de cele din modelul de referință. Modelul geometric al rotorului de compresor centrifugal prezentat în Figura 4.18, respectă dimensiunile de gabarit ale rotorului de referință, precum și interfața cu arborele de antrenare. Această geometrie a fost utilizată în definirea matrițelor necesare validării tehnologiei autoclavei și la validarea acesteia prin determinări experimentale la nivelul rotorului de compresor realizat din materiale compozite.

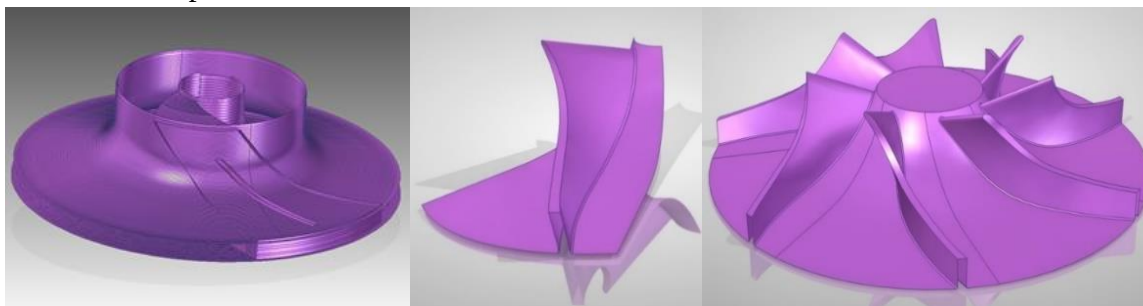


Figura 4.17. Remodelarea suprafețelor rotorului de referință

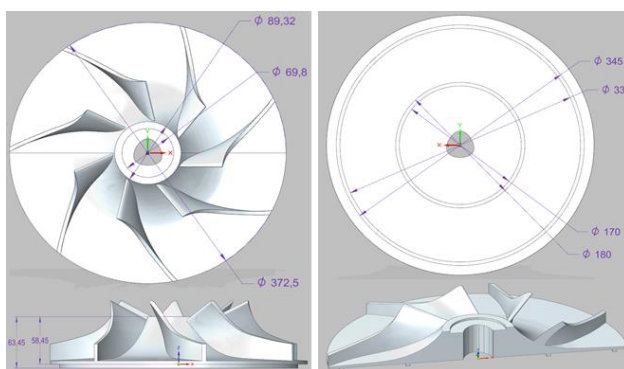


Figura 4.18. Model geometric rotor compresor centrifugal

CAPITOLUL 5

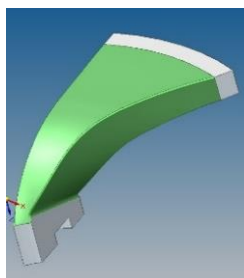
DEZVOLTAREA TEHNOLOGIEI DE REALIZARE A ROTORULUI CENTRIFUGAL DIN MATERIALE COMPOZITE

În cadrul acestui capitol s-au proiectat și realizat matrițele necesare, continuând cu o serie de teste tehnologice ce au avut ca obiectiv validarea preliminară a tehnologiei dezvoltate și finalizând cu fabricarea rotorului din materiale compozite ce s-a realizat în mai multe etape distincte.

5.1. Dezvoltarea matrițelor necesare pentru realizarea rotorului de compresor centrifugal

Proiectarea matrițelor pentru realizarea rotorului de compresor centrifugal utilizând tehnologia autoclavei

În Figura 5.1 sunt prezentate modelele geometrice ale matrițelor ce definesc intradosul și extradadosul fiecărei palete a rotorului de compresor centrifugal. Cu verde pentru matrița pentru intrados și cu albastru pentru matrița de extradados sunt evidențiate suprafețele active ale acestora, suprafețe ce vor intra în contact cu materialul compozit în timpul procesului de polimerizare și vor da forma rotorului la finalul acestui proces. A fost modelată de asemenea, o matriță distanțier care completează fiecare segment, intrând în contact pe o suprafață laterală cu matrița intrados, iar pe cealaltă suprafață cu matrița extradados, având suprafața activă marcată cu roșu.



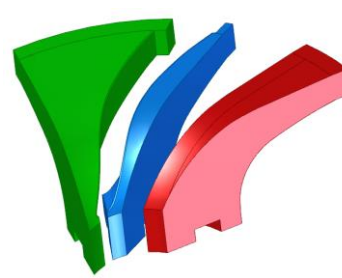
Model CAD –
matriță intrados



Model CAD –
matriță extradados
paleta



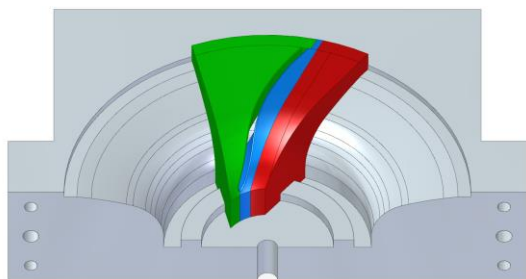
Model CAD – matriță
distanțier



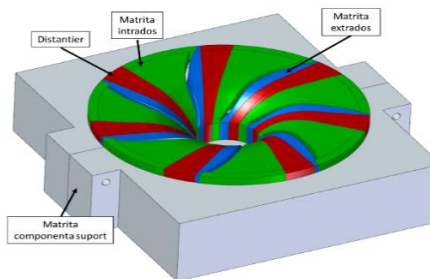
Dispunerea matrițelor

Figura 5.1. Definirea modelelor CAD matrițe intrados și extradados

Pentru fixarea matrițelor ce formează rotorul de compresor centrifugal, s-a proiectat o componentă suport, având în vedere un plan de separație. Cele două părți ce formează componenta suport se centrează prin intermediul a două știfturi, $\varnothing 16$ mm, și se strâng pe poziție prin intermediul a patru șuruburi M12.



Dispunerea unui segment ce formează o paletă pe componenta suport



Dispunerea matrițelor ce formează unui din cele șapte palete pe calpod

Figura 5.2. Dispunerea matrițelor ce formează unul din cele șapte segmente proiectate

Fabricarea matrițelor metalice necesare dezvoltării rotorului de compozit

Prima componentă realizată a fost calpodul ce s-a prelucrat pe strungul carusel din cadrul Institutului Național de Cercetare-Dezvoltare Turbomotoare COMOTI, utilizând aliajul de aluminiu 2024. De asemenea, în vederea realizării matriței componente suport s-a utilizat un semifabricat tip placă din aliaj de aluminiu 2024 și s-au debitat cele două piese ce formează această matriță. Acestea sunt prezentate în Figura 5.3. Utilizând modelul fizic al calpodului, s-a trecut la realizarea matrițelor ce definesc o paletă de rotor (prezentate în imaginea din dreapta din Figura 5.3).



Calpodul după finalizarea prelucrărilor mecanice



Matrița componentă suport după finalizarea operațiilor mecanice



Matrițe necesare definirii unei palete de rotor

Figura 5.3. Fabricarea calpodului și a matriței componente suport

În urma controlului dimensional, abaterea dimensională maximă identificată a fost de 0.247 mm, această valoare fiind considerată acceptabilă pentru dezvoltarea tehnologiei și fabricarea rotorului de compresor centrifugal din materiale compozite.

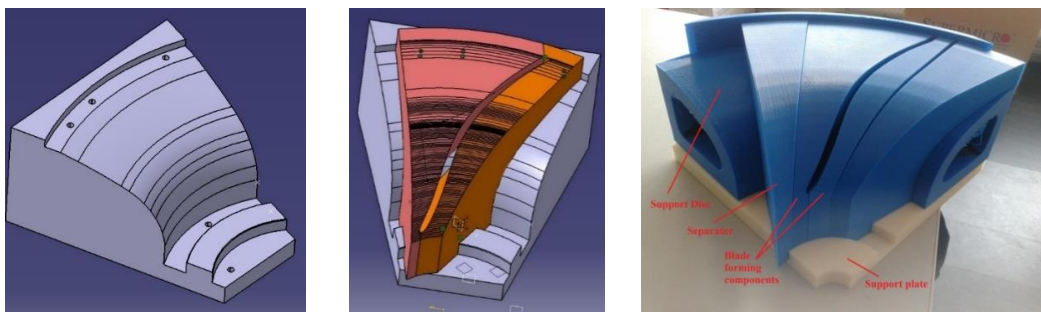
Fabricarea matrițelor din materiale plastice

Fabricarea matrițelor din materiale plastice utilizând o imprimantă 3D a avut două obiective specifice:

- realizarea unui sector din matrița componentă suport, precum și a matrițelor ce definesc paleta împreună cu matrița distanțier. Această activitate s-a realizat înainte

de a iniția realizarea matrițelor din materiale metalice în vederea reducerii riscurilor astfel încât să se identifice posibile defecte sau erori care nu pot fi observate în timpul procesului de modelare geometrică. În Figura 5.4 sunt prezentate matrițele realizate;

- realizarea celorlalte matrițe ce definesc cele șapte palete ale rotorului, împreună cu canalul de curgere, câte șapte bucăți pentru fiecare din cele trei matrițe, matrițele pentru intrados și extrados, precum și matrița distanțier.

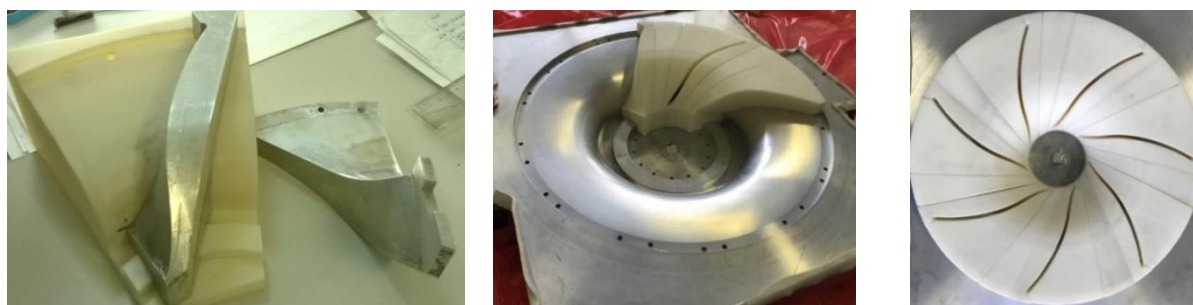


Modele CAD utilizate

Modele printate

Figura 5.4. Sectorul de componentă suport și matrițe ce definesc o paletă printată 3D

Pentru realizarea unor probe tehnologice, s-a mai realizat un sector din matrița componentă suport, Figura 5.4. În urma acestor verificări și teste preliminare, s-a determinat faptul că polimerizarea trebuie efectuată la maxim 80°C astfel încât componentele printate 3D din ABS să nu sufere modificări dimensionale datorate în primul rând temperaturii din autoclavă, dar și presiunii din interiorul acesteia. În Figura 5.5 sunt prezentate toate matrițele realizate din ABS asamblate pe matrița componentă suport.



Matrițe metalice așezate pe sectorul de componentă suport

Matrițe ABS așezate pe componenta suport metalică

Așezarea tuturor matrițelor ABS pe componenta suport

Figura 5.5. Model ABS – utilizat la dezvoltarea și validarea procesului tehnologic pentru realizarea paletelor

Fabricarea matriței din Necuron

În vederea validării preliminare a tehnologiei de realizare a unei singure palete s-a modelat și realizat o matriță la scară redusă (1:2.5) utilizând ca matriță un material poliuretanic cu densitate ridicată, Necuron. Modelarea geometrică a matriței la scară redusă a utilizat ca date de intrare modelele geometrice ale matrițelor scară 1:1, dar a fost necesară remodelarea unei din cele două matrițe ce formează paleta din cauza dimensiunilor reduse. Imagini cu componentele matriței și cu ea asamblată sunt prezentate în Figura 5.6.



Figura 5.6. Prelucrare mecanică și asamblare matriță la scară redusă pentru realizarea unei palete

5.2. Dezvoltarea tehnologiei de realizare a rotorului de compresor centrifugal din materiale compozite

Teste preliminare de dezvoltare a tehnologiei

Pentru definirea metodei de fabricare a paletelor de rotor compresor centrifugal, a fost realizată întâi o etapă intermediară de fabricare la scara de 1:2.5 a unor palete de compozit. În acest caz, s-a utilizat matrița realizată din Necuron la scară redusă. În Figura 5.7 sunt prezentate imagini ale paletelor astfel obținute, respectând profilul matriței.

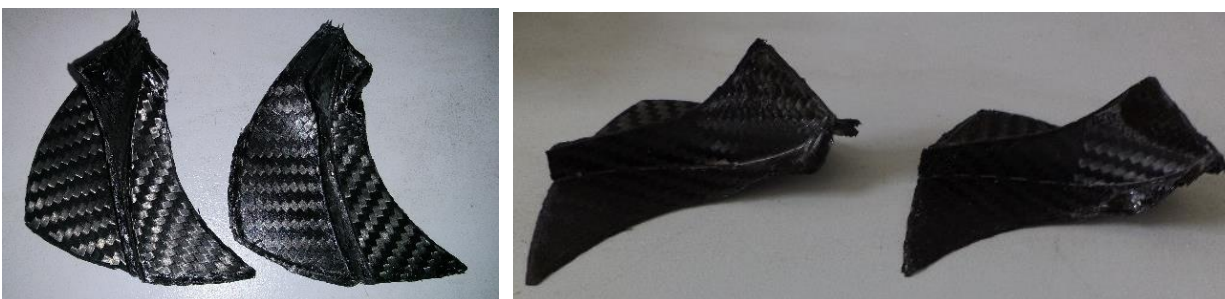


Figura 5.7. Set de palete de rotor centrifugal din materiale compozite

Fabricarea paletelor rotorului centrifugal

În fazele inițiale în care s-a pus la punct tehnologia de realizare a unei singure palete s-a utilizat sectorul de matriță componentă suport realizat din ABS. Așezarea straturilor de prepreg s-a realizat cu ajutorul unui șablon prestabilit, ulterior fiind așezate materialele auxiliare specifice și introdus în etuvă pentru polimerizare. După finalizarea ciclului de polimerizare, pe suprafața celor două semi matrițe s-au putut observa urme de rășină nepolimerizată complet, datorate temperaturii scăzute de polimerizare (80°C), temperatura optimă fiind 120-140°C.

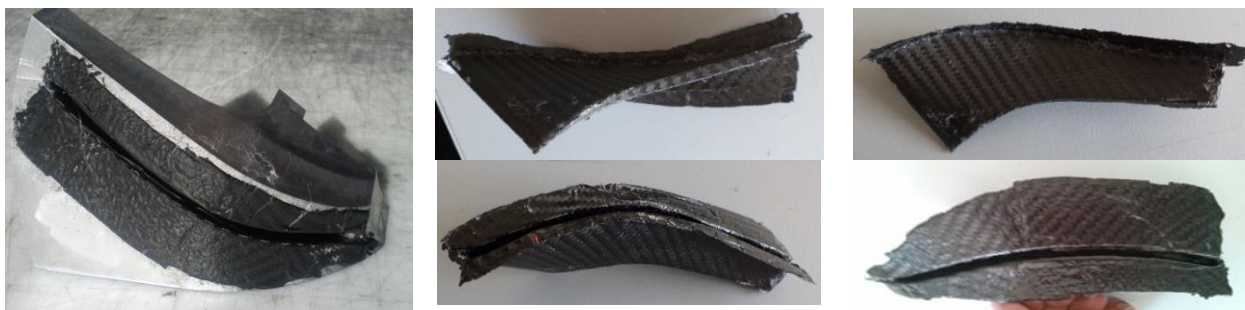


Figura 5.8. Paleta de compozit după primul test tehnologic utilizând matrițele scara 1:1

Prin realizarea acestui test tehnologic s-a validat parțial tehnologia de realizare propusă pentru fabricarea unei palete de rotor, respectiv modul de dispunere al straturilor, vidarea interioară a paletei (este disponibil un spațiu cu o lățime de doar 3mm), vidarea întregului ansamblu, matrițe și material de compozit și dezasamblarea celor două matrițe în urma procesului de polimerizare. Pentru fabricarea celor 7 palete de compozit ale rotorului au fost utilizate matrițele metalice ce definesc intradosul și extradadosul unei palete și matrița componentă suport, considerând același proces tehnologic ca cel prezentat anterior. După finalizarea aplicării straturilor de prepreg, matrițele au fost închise și au fost introduse în autoclavă pentru a realiza polimerizarea la o temperatură de 120°C pentru 90 de minute și o presiune în autoclavă de 7 bar. Paletelile noi dezvoltate prezintă suprafețe netede și urmează profilul matrițelor folosite, acestea fiind prezentate în Figura 5.9.

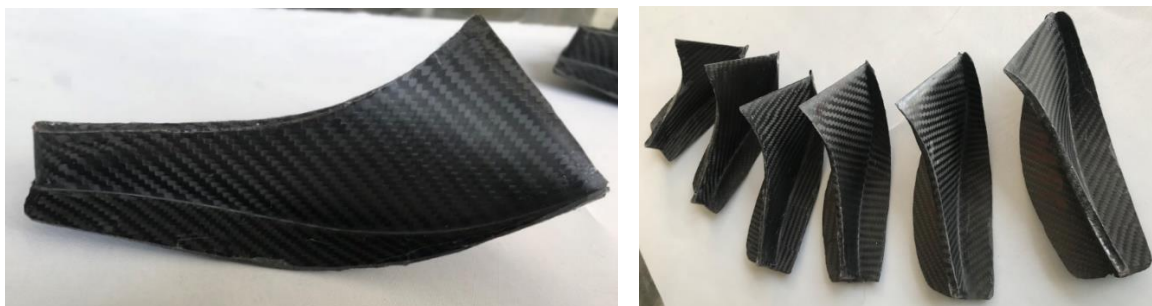


Figura 5.9. Palete rotor compresor centrifugal

Realizarea integrală a rotorului

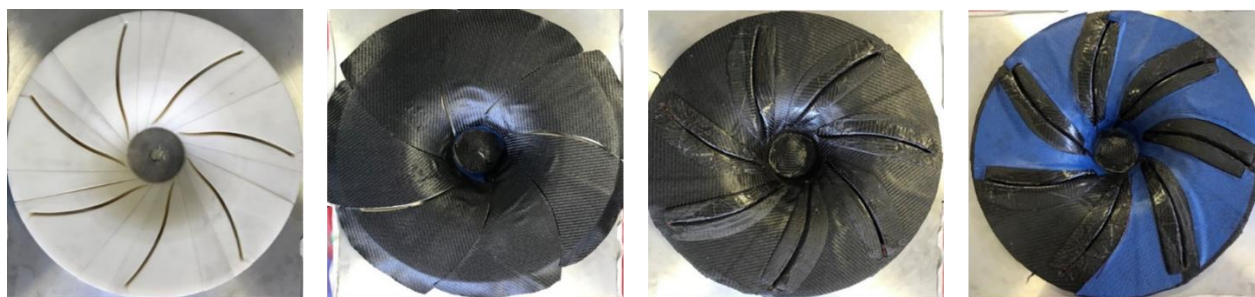
Fabricarea integrală a rotorului este prevăzută în trei etape, după cum urmează:

- Etapa 1 – realizarea discului rotorului – cele șapte palete se integrează în structura discului rotorului și se definește canalul de curgere al acestuia;
- Etapa 2 – realizarea integrală a rotorului – se realizează butucul ce asigură interfața cu arborele, se consolidează discul rotorului și se integrează inelele metalice necesare pentru echilibrarea dinamică a rotorului;
- Etapa 3 – prelucrări mecanice pentru realizarea interfeței mecanice cu arborele de antrenare și materializarea diametrului exterior al acestuia.

A. Etapa 1. Realizarea discului rotorului

Fiecare paletă a fost cântărită, iar greutatea medie a unei palete a fost de 47 grame $\pm$ 2 grame. Acestea au fost atent distribuite astfel încât rotorul de compresor să aibă un dezechilibru cât mai mic după finalizarea procesului de realizare/polimerizare. Pentru a asigura o zonă continuă pe partea activă a discului rotorului, respectiv a canalului de lucru, pe matrițele din ABS s-au aplicat 3 straturi de prepreg formate din mai multe fâșii (un strat este format din 7 fâșii, corespunzător cu numărul de palete ale rotorului), conform Figura 5.10. După aplicarea celor 3 straturi de prepreg a urmat integrarea paletelor de compozit în matrița de ABS. Considerând faptul că între suprafața superioară a paletelor polimerizate și integrate în matriță și primele 3 straturi de prepreg așezate pe matriță există o diferență de grosime egală cu grosimea paletei, s-a decis

aplicarea mai multor straturi de prepreg între cele 7 palete conform calculelor de analiză structurală efectuate anterior.



Așezare matrițe de ABS pe matrița componentă

Dispunerea straturilor de prepreg

Așezarea paletelor

Straturi dispuse pentru integrarea paletelor

Figura 5.10. Integrarea paletelor de rotor

După finalizarea procesului de polimerizare, ansamblul a fost lăsat 24 de ore înainte de a desface sacul de vid, pentru a asigura o răcire treptată în vederea desprinderii ușoare a matrițelor din ABS. Astfel, au fost desprinse întâi elementele tip distanțier, urmând apoi matrițele extrados și la final matrițele intrados. În Figura 5.11 sunt prezentate etapele de dezasamblare a matrițelor ABS și rotorul de compresor centrifugal după polimerizare.



Dezasamblare matrițe ABS

Rotor compresor centrifugal după etapa 1 de realizare

Figura 5.11. Etape dezasamblare matrițe ABS de pe rotorul de compresor centrifugal

B. Etapa 2. Realizarea integrală a rotorului

În cadrul acestei etape a fost crescută rugozitatea în zona interfeței cu arborele (profilul K) pentru creșterea adeziunii straturilor nepolimerizate de prepreg peste cele deja polimerizate în prima etapă. De asemenea, un pas important a constat în umplerea zonei de butuc (zona ce asigură interfața cu arborele de antrenare) cu aproximativ 400 straturi de prepreg având diametrul de 85 mm. Ultimele 20 de straturi ce formează butucul rotorului au fost intercalate cu straturi având diametrul de 110 mm pentru a asigura planeitatea discului, după cum se observă în Figura 5.12. La îmbinarea între straturile cu diametru 85 mm și cele cu diametru 110 mm, au fost din nou așezate nervuri de prepreg pentru asigurarea unei legături între cele două diametre și a împiedica delaminarea în timpul procesului de prelucrare mecanică. Pasul următor a constat în tăierea și aplicarea a 20 de straturi având diametrul de 400 mm. Aceste straturi au avut rolul de a consolida discul rotorului, cât și de a face legătură cu straturile așezate anterior. Peste straturile ce definesc

și consolidează discului rotorului au fost așezate cele două inele metalice, cu rol tehnologic în procesul de echilibrare dinamică, iar pentru a le ține în poziție fixă, au fost așezate o serie de nervuri de compozit. Peste inelele metalice au fost aplicate alte 5 straturi de prepreg având diametrul de 400 mm, fiecare strat fiind tăiat astfel încât să i se permită mulajul pe profilul fiecărui inel, respectiv a discului.

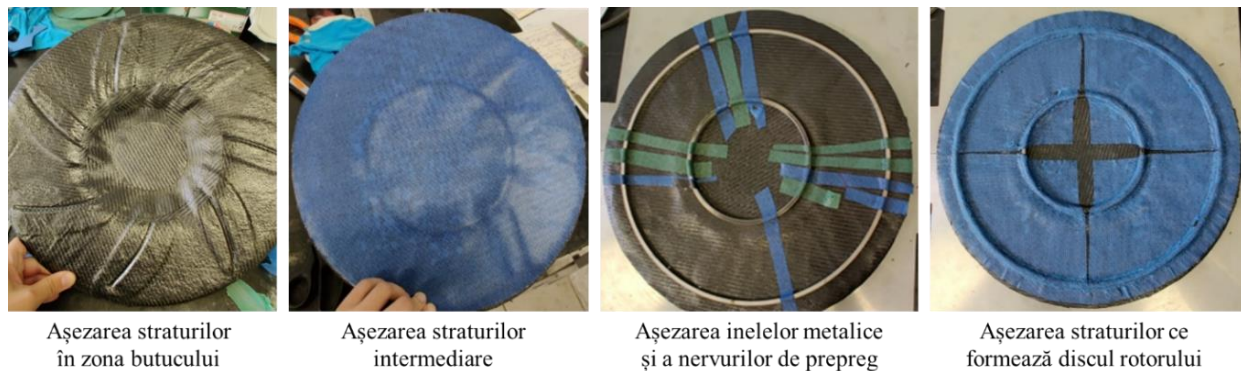


Figura 5.12. Pașii efectuați pentru închiderea rotorului de compresor centrifugal

Pasul final a fost așezarea materialelor auxiliare și vidarea ansamblului rotorului fără a utiliza matrițele utilizate anterior și polimerizarea în autoclavă la 120°C, 7 bari pentru 7 ore.

C. Etapa 3. Prelucrarea mecanică a rotorului din materiale compozite

Ultima etapă în procesul de dezvoltare al rotorului de compresor centrifugal din materiale compozite a constat în prelucrarea mecanică a acestuia, reprezentând definirea interfeței cu arborele de antrenare și materializarea diametrului exterior al acestuia. Prelucrarea mecanică a rotorului de compozit a constat în îndepărtarea adaosului tehnologic de material din zona butucului, surplus rezultat din modul de proiectare al matrițelor utilizate, folosindu-se o freză cu comandă numerică în 5 axe (Figura 5.13). După îndepărtarea adaosului de material, a urmat frezarea profilului K, ce asigură interfața rotorului de compresor centrifugal cu arborele de antrenare. În final, rotorul de compozit a fost prelucrat pe exterior, pentru reducerea diametrului rotorului de la Ø400 mm la cea nominală de Ø375.5 mm, prin operația de strunjire a adaosului de material obținut în etapa I a procesului de fabricare.

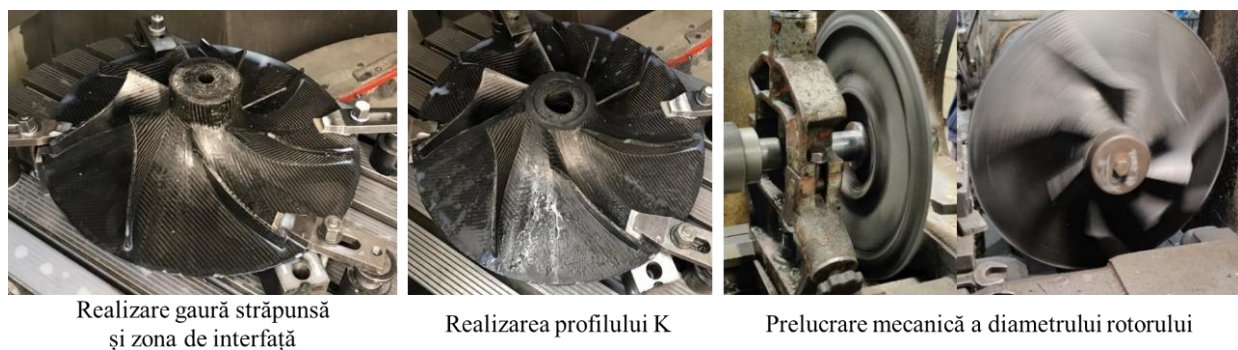


Figura 5.13. Procesul mecanic de îndepărtare a adaosului tehnologic de material

În urma celor trei etape distincte prezentate anterior privind dezvoltarea și fabricarea unui rotor de compresor centrifugal din materiale compozite, a rezultat rotorul prezentat în Figura 5.14.

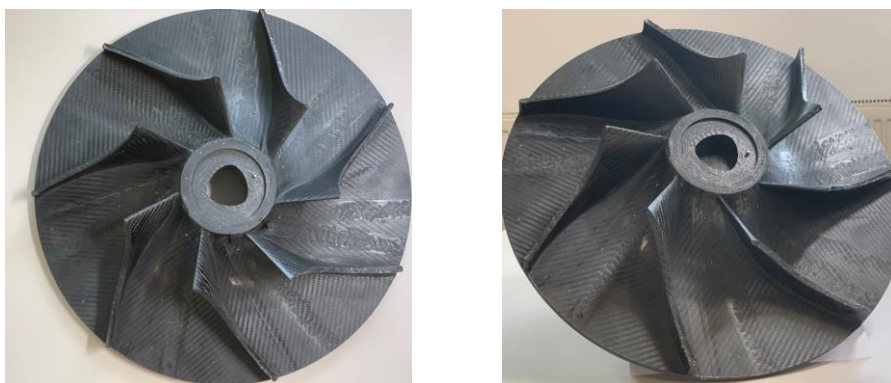


Figura 5.14. Rotor de compresor centrifugal din materiale compozite la finalul procesului de realizare

CAPITOLUL 6

INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE ȘI VALIDARE ROTOR DE COMPRESOR CENTRIFUGAL

În cadrul acestui capitol s-au avut în vedere verificarea și testarea specificațiilor și caracteristicilor rotorului de compresor centrifugal realizat din materiale compozite a avut în vedere următoarele aspecte:

- determinarea masei rotorului de compresor centrifugal și compararea acesteia cu masa modelului de referință;
- verificarea abaterilor dimensionale și geometrice ale rotorului de compresor în diferite faze ale procesului de realizare;
- determinarea rugozității pe partea activă, canalul de lucru al compresorului;
- verificarea și validarea echilibrării dinamice a rotorului în vederea diminuării dezechilibrului rezidual;
- realizarea unei analize modale de vibrații pentru determinarea frecvențelor proprii și a regimurilor de rezonanță;
- integrarea rotorului pe un stand de testare și verificarea parțială a funcționalității acestuia.

6.1. Determinarea masei rotorului de compresor centrifugal

Așa cum s-a prezentat în Capitolul 5, rotorul de compresor a fost realizat în mai multe etape tehnologice, folosind un număr de 7 palete fabricate independent. Între paletelile de rotor a existat o diferență de greutate cuprinsă între 0,1 și 3 grame, această diferență fiind redusă prin aplicarea unor ajustaje mecanice la nivelul suprafeței discului paletelor. Distribuția ulterioară a paletelor s-a efectuat într-un mod care să nu introducă dezechilibre la nivel de rotor, respectiv încărcări radiale pentru lagărele hidrodinamice. În urma unei analize comparative între modelul CAD și modelul fizic al primei etape de fabricare, a arătat că diferența între cele două modele este de doar 7%, modelul CAD având o greutate teoretică de 0,930 Kg iar cel fizic de 0,869 Kg. După finalizarea

fabricării rotorului de compozit, diferența dintre masa determinată din modelul CAD și cea efectivă a rotorului final fiind de aproximativ 3%, modelul CAD având o greutate teoretică de 2,340 Kg, iar cel fizic de 2,271 Kg. Diferența de greutate între modelul CAD și cel final poate fi cauzat de parametrii de procesare (presiunea de 7 bari și presiunea de 0.9 mbari din sacul de vid utilizat în procesul de polimerizare) ce influențează greutatea finală a rotorului. În Figura 6.1 se prezintă această comparație din punct de vedere al masei celor două rotoare. Masa finală a rotorului de compozit, după efectuarea tuturor prelucrărilor mecanice, este de 2,340 kg ceea ce reprezintă o reducere cu aproximativ 600% a masei față de masa rotorului de referință.



Masă rotor de referință – 13,102 Kg Masă rotor realizat din materiale compozite 2,227 Kg
Figura 6.1. Analiză comparativă din punct de vedere al masei între rotorul de referință și rotorul din materiale compozite

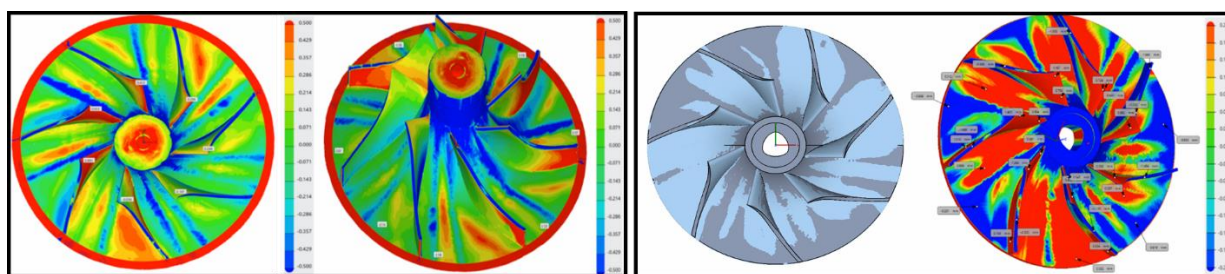
6.2. Evaluarea preciziei dimensional – geometrice a rotorului de compresor

Rotorul de compresor centrifugal a fost evaluat din punct de vedere geometric și dimensional prin scanare 3D în două faze ale procesului de realizare, similare cu cele de determinare și evaluare a masei. Astfel, în Figura 6.2 stânga sunt prezentate analizele dimensionale ale rotorului de compozit după prima etapă de fabricare, unde se observă adaosul tehnologic ce a fost îndepărtat prin operații mecanice. Se observă în urma analizei dimensionale că tehnologia de realizare dezvoltată asigură un control dimensional bun în ceea ce privește dispunerea celor șapte palete și a părții interioare a discului rotorului (evidențiat prin culoarea verde).

Pentru controlul dimensional al rotorului în configurație finală, Figura 6.2 dreapta, acesta a fost aliniat pe circumferința exterioară și pe un punct definit de intersecția dintre o paletă și suprafața discului. Abaterile dimensionale sunt mai mari în comparație cu evaluarea inițială. Acest lucru se datorează faptului că polimerizarea finală a rotorului s-a realizat în lipsa matrițelor astfel încât să se poată realiza la o temperatură de 120°C. În cazul în care s-ar fi utilizat matrițe din materiale metalice, deformările paletelor în timpul procesului de polimerizare nu ar mai fi avut loc.

Deși abaterile dimensionale sunt mai mari decât toleranțele impuse, modelul experimental validează tehnologia de realizare pentru un rotor de compresor centrifugal din materiale compozite.

În Figura 6.3 sunt prezentate rezultatele obținute în comparație cu toleranțele impuse prin desenele de execuție. Conform acestor măsurători, rotorul de compresor centrifugal se încadrează în limitele impuse, acest lucru evidențiază maturitatea tehnologiei dezvoltate, precum și calitatea și precizia prelucrărilor mecanice.



Rezultatele analizei și evaluării dimensionale pentru prima etapă de fabricare

Rezultatele analizei și evaluării dimensionale pentru etapa finală de fabricare

Figura 6.2. Control dimensional rotor compresor centrifugal – faza intermediară de realizare

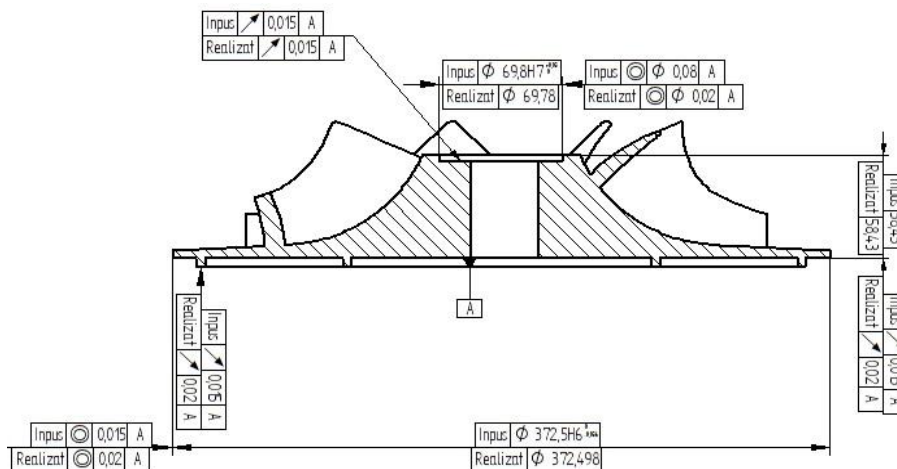


Figura 6.3. Fișă de măsurători privind abaterile de poziție ale suprafețelor de asamblare ale rotorului de compresor centrifugal

6.3. Evaluarea rugozității canalului de curgere al rotorului

Rugozitatea canalului de curgere a unei componente aflate în mișcare de rotație este foarte importantă în ceea ce privește performanțele echipamentului, întrucât valori mari ale rugozității pot conduce la desprinderi ale stratului limită sau la turbulențe. Au fost efectuate măsurători ale rugozității, ale căror rezultate sunt prezentate în Tabel 6.1.

Tabel 6.1. Rezultate ale determinării rugozității rotorului de compresor centrifugal

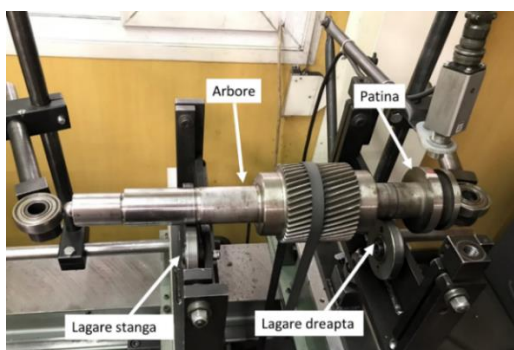
Iterație	Disc		Paletă	
	Ra [μm]	Rz [μm]	Ra [μm]	Rz [μm]
1	1.306	18.6	1.606	22.206
2	1.303	24.865	1.021	24.336
3	0.991	17.069	1.418	21.89
Valoare medie	1.2	20.18	1.34	22.81

6.4. Echilibrarea dinamică a rotorului de compresor centrifugal

Conform activităților întreprinse în acest domeniu, s-a concluzionat că echilibrarea dinamică a rotoarelor este fundamentală pentru a asigura operarea în condiții optime și de maximă siguranță a oricărei mașini rotative. Echilibrarea rotorului de compozit a fost realizată utilizând mașina de echilibrat IRD 246 din cadrul COMOTI.

În vederea realizării echilibrării dinamice, rotorul a fost montat pe un arborele de antrenare ce conține pinionul de antrenare și patina. Arborele de antrenare împreună cu patina au fost echilibrate independent astfel încât dezechilibrul rezidual măsurat de mașina de echilibrat să fie, în principal, doar cel generat de rotorul de compozit. Rotorul de compozit a ulterior fost montat pe arborele de antrenare al rotorului de referință împreună cu patina (Figura 6.4). Echilibrarea dinamică a continuat cu următorii pași, prezentați la modul general:

- S-a asigurat ansamblul rotoric pe direcție axială prin utilizarea unor bile și rulmenți de fixare în capetele arborelui;
- S-a efectuat o pornire de probă, la turație scăzută (100-200 RPM) pentru a observa dacă ansamblul rotoric se deplasează în vreo direcție, dacă se aud zgomote în timpul funcționării sau dacă acesta prezintă bătăi radiale sau axiale;
- S-au identificat planele de corecție ale rotorului ce au fost utilizate la calibrarea mașinii și la îndepărtarea de material prin polizare;
- S-a calibrat mașina de echilibrat prin utilizarea unor greutăți de calibrare, pentru a asigura o măsurare corectă. Turația de calibrare trebuie să fie suficient de mare pentru ca fenomenul de autocentrare să se manifeste;
- S-a considerat limita admisibilă a ansamblului rotoric de referință, 17,3 gmm stânga și 3,24 gmm dreapta, și s-a impus ca limita admisibilă pentru rotorul de compozit să fie mai mică, respectiv de 10gmm pentru planul din stânga și 2 gmm pentru planul din dreapta;
- S-au înregistrat valorile pe o plajă de turații până la 1700 RPM, s-au prelucrat datele și s-a ales turația de echilibrare;
- S-a măsurat dezechilibrul la turația de echilibrare aleasă;
- S-a îndepărtat material din zonele indicate de mașina de echilibrare;
- S-au repetat ultimii doi pași până când valoarea dezechilibrului măsurat a fost sub limita admisibilă calculată.



Echilibrare arbore și patină



Configurație ansamblu rotoric



Ansamblul rotoric în timpul echilibrării dinamice



Îndepărtare material de adaos



Identificare dezechilibru – plane de echilibrare

Figura 6.4. Montarea și echilibrarea ansamblului rotoric pe standul de echilibrare

În cadrul procedurii de echilibrare dinamică s-au îndepărtat aproximativ 45 grame din cadrul inelului metalic exterior. În cazul în care dezechilibrul inițial rezidual ar fi fost mai mare, ar fi fost necesar să se îndepărteze material și din inelul metalic interior.

6.5. Analiza modală a rotorului de compresor centrifugal

Analiza modală presupune determinarea frecvențelor naturale (de rezonanță) și a modurilor de vibrație ale unei structuri. În timpul mișcării de rotație, apar solicitări în rotor, datorate efectelor inerțiale care pot schimba caracterul intrinsec al rotorului, și anume modurile de vibrație și frecvențele naturale.

Determinarea frecvențelor proprii utilizând metoda ciocanului de impact

Rotorul centrifugal a fost excitat folosind un ciocan neinstrumentat, iar răspunsul a fost măsurat cu accelerometre miniaturizate ce au o masă de 0.5 g. Folosirea acestor traductori ultra ușori conduce la o influență minimală a răspunsului în frecvență a paletelor, respectiv rotorului de compresor centrifugal.

Analiza modală a fost efectuată folosind următoarele echipamente:

- Modul de achiziție multicanal Sirius de la Dewesoft;
- 3 accelerometre Dytran 3224A1 (0.5g).

Frecvența de eșantionare a semnalelor de vibrații a fost setată la 50ks/s. Având în vedere masa accelerometrelor, influența lor asupra răspunsului în frecvență a rotorului este minimă.

Procedura de măsurare a frecvențelor proprii ale rotorului a constat în montarea a câte un accelerometru/traductor pe fiecare paletă ulterior fiind trei șocuri pe fiecare paletă în puncte diferite pe suprafața paletelor. În prima fază, cele șapte palete au fost numerotate, iar pentru determinarea frecvențelor proprii ale fiecărei palete s-a amplasat câte un accelerometru în zona vârfului fiecărei palete. În faza a doua a acestei determinări experimentale, pe discul rotorului s-au amplasat trei accelerometre în partea superioară a acestuia, aproximativ la 15-18 mm față de diametrul exterior al rotorului. Aceste investigații sunt prezentate în Figura 6.5.

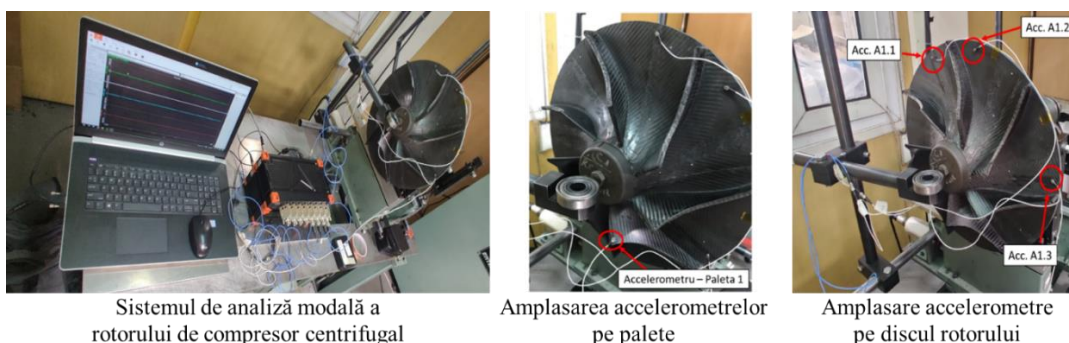


Figura 6.5. Analiza frecvențelor proprii ale rotorului de compozit

În Tabel 6.2 și Tabel 6.3 sunt centralizate frecvențele modurilor de vibrații și abaterea relativă maximă ale fiecărei palete supusă la câte trei șocuri independente.

Tabel 6.2. Frecvențele modurilor de vibrație pentru paletel rotorului centrifugal din materiale compozite

Fecvență	Paleta1				Paleta 2				Paleta 3				Paleta 4				Paleta 5				Paleta 6				Paleta 7				
	Șoc 1 [Hz]	Șoc 2 [Hz]	Șoc 3 [Hz]	F. Medie [Hz]	Șoc 1 [Hz]	Șoc 2 [Hz]	Șoc 3 [Hz]	F. Medie [Hz]	Șoc 1 [Hz]	Șoc 2 [Hz]	Șoc 3 [Hz]	F. Medie [Hz]	Șoc 1 [Hz]	Șoc 2 [Hz]	Șoc 3 [Hz]	F. Medie [Hz]	Șoc 1 [Hz]	Șoc 2 [Hz]	Șoc 3 [Hz]	F. Medie [Hz]	Șoc 1 [Hz]	Șoc 2 [Hz]	Șoc 3 [Hz]	F. Medie [Hz]	Șoc 1 [Hz]	Șoc 2 [Hz]	Șoc 3 [Hz]	F. Medie [Hz]	
F1 [Hz]	682	687	686	685	645	645	645	645	684	685	682	684	645	645	645	645	644	645	686	658	644	644	642	643	644	643	644	644	644
F2 [Hz]	762	766	765	764	764	764	764	764	846	846	845	846	762	762	764	763	684	696	818	733	686	685	684	685	685	764	764	738	738
F3 [Hz]	813	820	817	817	847	847	845	846	1135	1136	1135	1135	815	815	817	816	762	817	1135	905	817	816	815	816	764	818	818	800	800
F4 [Hz]	1119	850	850	940	1121	1121	1118	1120	1500	1495	1497	1497	1135	1135	1137	1136	815	847	1348	1003	1121	1121	1116	1119	817	1118	1118	1018	1018
F5 [Hz]	1304	1122	1121	1182	1299	1296	1296	1297	2051	2411	2047	2170	1345	1345	1347	1346	847	1138	1448	1144	1440	1301	1301	1347	1121	1331	1338	1263	1263
F6 [Hz]	1494	1312	1307	1371	1448	1448	1448	1448	3062	2033	2410	2502	2043	2024	1450	1839	1135	1348	2939	1807	1821	1440	1450	1570	1343	1619	1624	1529	1529

Tabel 6.3. Analiza datelor experimentale privind frecvențele modurilor de vibrație pentru paletel rotorului

Fecvență	F. Medie Paleta 1-7 [Hz]	Paleta1		Paleta 2		Paleta 3		Paleta 4		Paleta 5		Paleta 6		Paleta 7	
		F. Medie [Hz]	Ab.rel Maxima [%]	F. Medie [Hz]	Ab.rel Maxima [%]	F. Medie [Hz]	Ab.rel Maxima [%]	F. Medie [Hz]	Ab.rel Maxima [%]	F. Medie [Hz]	Ab.rel Maxima [%]	F. Medie [Hz]	Ab.rel Maxima [%]	F. Medie [Hz]	Ab.rel Maxima [%]
F1 [Hz]	658	685	4	645	2	684	4	645	2	658	0	643	2	644	2
F2 [Hz]	756	764	1	764	1	846	12	733	1	733	3	685	9	738	2
F3 [Hz]	876	817	7	846	3	1135	30	816	7	905	3	816	7	800	9
F4 [Hz]	1119	940	16	1120	0	1497	34	1136	1	1003	10	1119	0	1018	9
F5 [Hz]	1393	1182	15	1297	7	2170	56	1346	3	1144	18	1347	3	1263	9
F6 [Hz]	1724	1371	20	1448	16	2502	45	1839	7	1807	5	1570	9	1529	11

În urma acestei analize s-a identificat că, pentru prima frecvență abaterea maximă este de 4%, iar pentru a doua frecvență abaterea maximă este aproximativ 12 % pentru paleta numărul 3, pentru celelalte paletel fiind de maxim 3%. Este de remarcat că abaterea medie a frecvențelor proprii pentru paleta 3 este mult diferită față de celelalte paletel, frecvențele proprii ale acestei paletel fiind mult mai mari.

Rezultate experimentale ale analizei modale asupra rotorului de compresor

Pentru determinarea modurilor proprii de vibrații la nivelul întregului rotor, s-au amplasat trei accelerometre pe discul rotorului (asigură trei puncte de măsură) și s-au aplicat trei șocuri independente. Amplasarea diferită a fiecărui accelerometru favorizează identificarea mai multor frecvențe proprii, astfel existând posibilitatea ca unul din traductori/accelerometre să fie amplasat într-un nod al unui mod de vibrație, iar celelalte două într-un ventru.

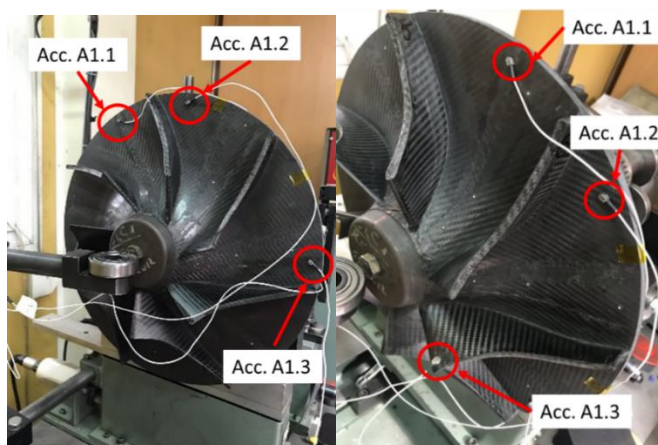


Figura 6.6. Amplasarea accelerometrelor pe discul rotorului centrifugal realizat din materiale compozite

Având în vedere rezultatele obținute în urma aplicării celor trei șocuri independente la nivelul rotorului de compozit, în Tabel 6.4 sunt centralizate valorile identificate, împreună cu valoarea medie a acestora. Pentru șocul 2, valorile celei de-a treia și a patra frecvență proprie nu au fost identificate. De asemenea, în Tabel 6.4 s-a prezentat o analiză comparativă între frecvențele critice determinate prin intermediul testului Ping și frecvențele proprii ale modurilor de vibrație calculate cu metode numerice (FEA). Tabelul conține rezultatele determinate experimental la nivel de rotor pentru toate cele trei șocuri aplicate, împreună cu valoarea medie, evidențiate cu culoare albastră. Pe baza corelațiilor prezentate anterior, în Tabel 6.5, se evidențiază abaterea relativă maximă între frecvențele modurilor proprii determinate experimental și prin intermediul simulărilor numerice.

Tabel 6.4. Analiza comparativă a modurilor proprii determinate experimental și prin metode numerice

Test Ping rotor					Analiza moduri proprii	Test PING paletă
Frecvență	Șoc 1 [Hz]	Șoc 2 [Hz]	Șoc 3 [Hz]	F. Medie [Hz]	Frecvență. [Hz]	F. Medie (1-7 paletă) [Hz]
F1 [Hz]	455	457	456	456	660	658
F2 [Hz]	646	645	644	645	897	756
F3 [Hz]	687	-	682	685	925	876
F4 [Hz]	769	-	762	766	960	1119
F5 [Hz]	819	849	845	838	1068	1393
F6 [Hz]	1121	1123	1136	1127	1368	1724
F7 [Hz]					1676	

Tabel 6.5. Abaterea relativă maximă a frecvențelor proprii determinate experimental și prin simulări numerice

Test Ping rotor [Hz]	Simulări numerice (FEA) [Hz]	Abaterea relativă maximă [%]
F2 = 645	F1 = 660	2.3%
F3 = 685	F1 = 660	3.3%
F5 = 838	F2 = 897	6.4%
F6 = 1127	F5 = 1068	5.5%

Test Ping palete [Hz]	Simulări numerice (FEA) [Hz]	Abaterea relativă maximă [%]
F1 = 658	F1 = 660	0.3%
F3 = 876	F2 = 897	2.3%
F4 = 1119	F5 = 1068	4.8%
F5 = 1393	F6 = 1368	1.8%
F6 = 1724	F7 = 1676	2.8%

În concluzie, analiza comparativă a rezultatelor testului Ping cu cea a calcului de vibrații arată că modelul cu elemente finite este adecvat celui real în limitele abaterilor calculate. Abaterile aferente rezultatelor testelor pot fi explicate prin variația parametrilor constructivi (dispunerea uniformă a rășinii, proprietăți mecanice omogene) cât și prin influența componentelor spectrale ale solicitării prin șoc.

6.6. Verificarea funcționalității rotorului de compresor centrifugal realizat din materiale compozite

Pentru realizarea testului experimental s-a utilizat un banc de testare din cadrul COMOTI. Standul de experimentare este prezentat în Figura 6.7, fiind compus din următoarele subansamble și echipamente:

- Motor electric cu o putere nominală de 200 kW și turație maximă de 3000 rot/min;
- Ansamblu echipament de comprimare cu multiplicator de turație integrat, cu raportul 5,78:1;
- Cuplaj cardanic;
- Sistem de ungere și răcire ulei;
- Sistem aer baraj pentru lagărul radial;
- Sistem de comandă și control al instalației;
- Sistem de măsurare-monitorizare parametrii funcționali și de proces.

După asamblarea și verificarea tuturor sistemelor specifice standului de experimentare prezentate anterior, ansamblul rotoric (rotor montat împreună cu arborele de antrenare) a fost integrat în cadrul standului (Figura 6.8). Experimentarea a folosit ca agent de lucru aerul aspirat în condiții naturale.

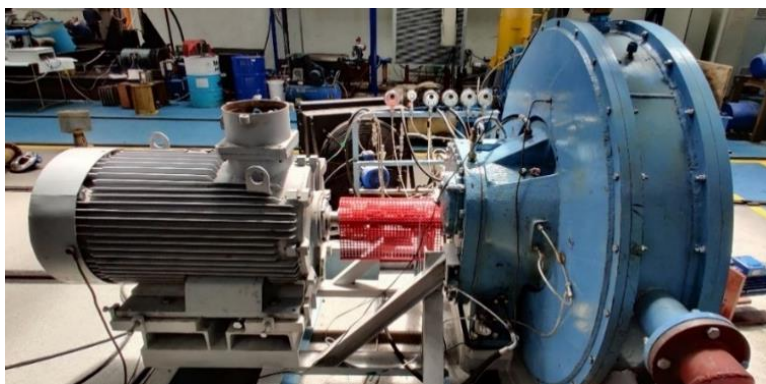


Figura 6.7. Standul de experimentare pentru încercarea modelului funcțional – model actual



Figura 6.8. Rotor centrifugal montat în cadrul standului de experimentare

Pentru măsurarea nivelelor de vibrații au fost folosite 2 accelerometre poziționate în zona de intrare multiplicator și în zona de ieșire multiplicator. După realizarea etapelor pregătitoare s-a pornit motorul electric, s-a crescut gradual turația motorului electric și s-a măsurat manual turația arborelui compresorului utilizând un tahometru existent în COMOTI. Turația motorului electric a fost controlată manual printr-un convertizor, iar în timpul testului s-a monitorizat nivelul de vibrații al pinionului, precum și presiunea uleiului la intrarea în multiplicator (având un raport de multiplicare este de 5.780).

În continuare sunt prezentate valorile RMS în timp ale vitezei corelate cu turația rotorului compresorului și analizele spectrale instantanee corespunzătoare poziției cursorului. Astfel, se poate observa că la turația de 4400 RPM, în graficul global al vibrațiilor are loc o creștere bruscă a vibrațiilor, Figura 6.9. În urma unei analize FFT (Fast Fourier Transform) efectuată la acest pas de timp se observă că respectiva creștere este produsă de componenta spectrală de la frecvența de 13.43 Hz (805 RPM) ce corespunde turației motorului electric. Această creștere este produsă de o turație critică a rotorului/angrenajului motor-multiplicator. La frecvența de 77 Hz se observă turația compresorului care are o amplitudine de 0.1 mm/s înregistrată pe accelerometrul situat în dreptul lagărului de ieșire din multiplicator.

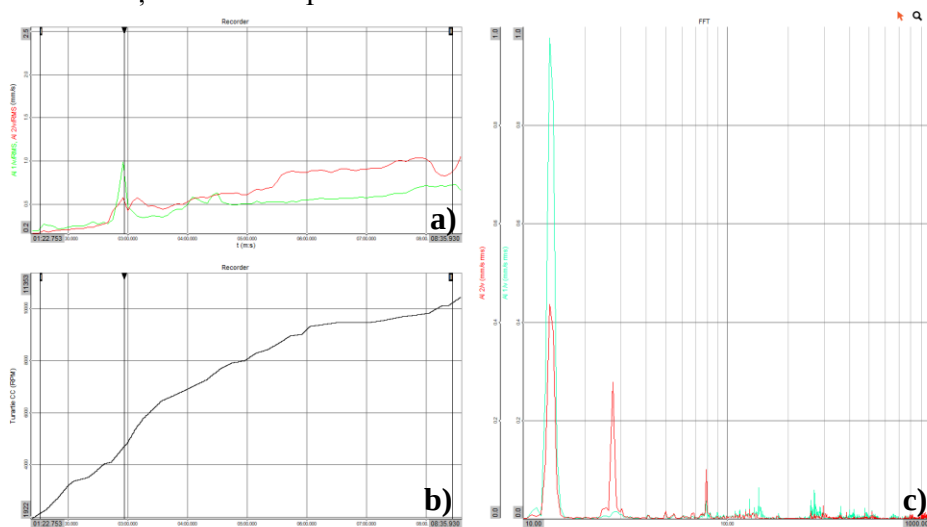


Figura 6.9. a) Variația în timp a nivelului global de vibrații b) Variația turației în timp, c) Analiza FFT în domeniu frecvențelor corespunzătoare pasului de timp din locația cursorului – 4400 RPM

La turația de 8100 RPM turația și viteza de vibrație a compresorului se mențin la 0.1 mm/s. Creșterea la turația de 9200 RPM crește nivelul vibrațiilor, fiind produse în principal de turația motorului electric. La pasul de timp anterior opririi motorului electric, turația ansamblului rotoric era de 11353 RPM, iar nivelul vibrațiilor era stabil, situându-se în aceleași limite prezentate anterior (Figura 6.10).

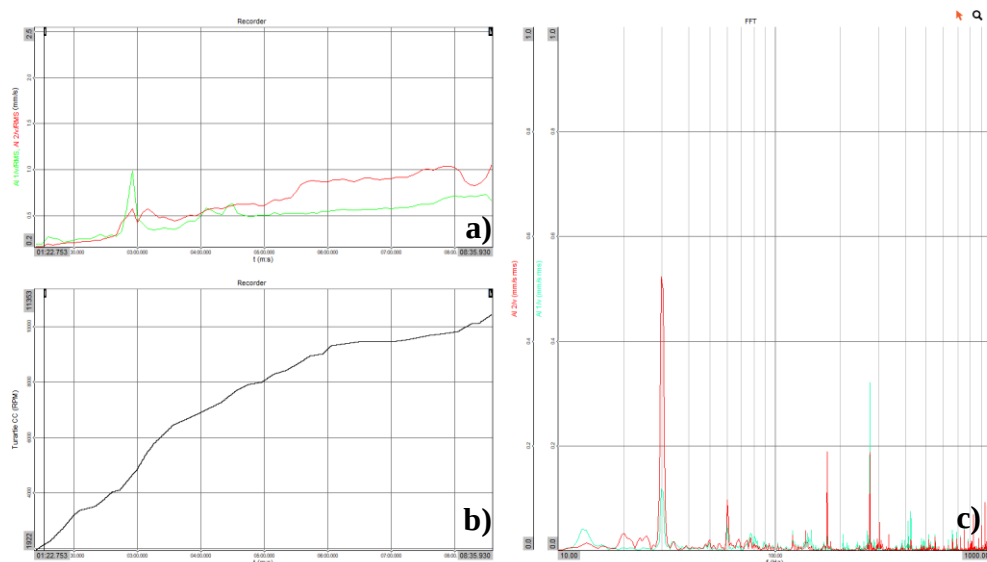


Figura 6.10. a) Variația în timp a nivelului global de vibrații b) Variația turației în timp, c) Analiza FFT în domeniu frecvențelor corespunzătoare pasului de timp din locația cursorului – 11353 RPM

Analiza experimentală a vibrațiilor a evidențiat faptul că rotorul, respectiv ansamblul rotoric a avut un comportament stabil pe toată durata testelor. Nivelurile de vibrații reduse ale componentei compresorului, sub limitele impuse de aplicație, indică faptul că acesta a fost echilibrat, neprezentând excentricități care să conducă la apariția vibrațiilor.

CAPITOLUL 7

CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

7.1. Concluzii generale

Teza de doctorat a fost structurată în șapte capitole în vederea îndeplinirii obiectivului general și a obiectivelor specifice definite în cadrul capitolului 1, referitoare la identificarea și selecția materialelor specifice aplicației, proiectarea rotorului și a matrițelor necesare pe baza unor studii aerodinamice și mecanice complexe, definirea tehnologiei de fabricare a rotorului și finalizând cu validarea experimentală a acestuia. Astfel, mai jos sunt prezentate concluziile generale cu privire la lucrarea elaborată, realizarea unei componente cu geometrie complexă din materiale compozite utilizând tehnologia autoclavei:

1. Selectarea unui material compozit pe bază de fibre de carbon în matrice polimerică având în vedere cerințele specifice aplicației este o etapă foarte importantă din procesul de dezvoltare a unei componente speciale, precum rotorul de compresor.

2. Definirea modelului geometric al rotorului de compresor centrifugal considerând tehnologia autoclavei. Au fost efectuate studii aerodinamice ce au definit numărul de palete ale rotorului și grosimea lor, studii structurale și mecanice ce au definit numărul de straturi de material compozit în diferite zone ale rotorului, studii privind echilibrarea dinamică a rotorului considerând masa extrem de redusă a acestuia în comparație cu a altor rotoare realizate din materiale metalice.
3. Asigurarea unei funcționalități optime pentru un rotor de compresor centrifugal prin proiectarea și realizarea unor matrițe cu o bună precizie dimensională. Proiectarea și realizarea matrițelor confirmă faptul că etapele tehnologice de realizare a rotorului sunt definite, acesta fiind unul din punctele critice specifice acestei teze;
4. Fabricarea rotorului centrifugal din materiale compozite prin definirea formelor straturilor de prepreg pe baza geometriilor părților active ale matrițelor.

Impactul științific rezidă în acumularea de cunoștințe și rezolvarea unor probleme într-un domeniu de avangardă făcând posibilă continuarea activităților astfel încât să se crească gradul de maturitate al rotorului de compozit, calificarea și integrarea acestuia în echipamente utilizate în aplicații terestre sau în industria aerospațială. Aceste cunoștințe constituie totodată o bază solidă pentru derularea unor activități sau chiar a unor proiecte de cercetare cu obiective și mai ambițioase într-un domeniu în continuă expansiune.

Din punct de vedere social, un eventual transfer tehnologic al tehnologiei studiate și dezvoltate, ar crea noi locuri de muncă atât de înalt nivel de calificare, datorită preciziei cu care trebuie să se lucreze în domeniul rotoarelor de compresor, cât și de nivel mediu de calificare datorită necesității unor numeroase operații de manufactură în cadrul tehnologiei propuse, sporindu-se astfel impactul social.

Din punct de vedere al impactului asupra mediului, rezultă că tehnologia propusă are un impact net inferior asupra mediului, lucru care provine din utilizarea mai judicioasă a materiilor prime, dar și din compoziția acestora. Tehnologia propusă de realizare a unui rotor de compresor centrifugal din materiale compozite este competitivă în comparație cu rotoarele metalice mai ales dacă se ține cont de efectele produse asupra mediului de-a lungul ciclului de viață a produselor.

7.2. Contribuții originale

Teza de doctorat conține un studiu cuprinzător privind dezvoltarea unui rotor de compresor centrifugal din materiale compozite, marcând contribuții proprii și originale, ce aduc elemente de noutate temei abordate. Aceste elemente de noutate sunt punctate în continuare:

- Sintetizarea informațiilor privind stadiul actual al cercetării în domeniul utilizării materialelor compozite în aplicații specifice mașinilor paletate pentru elemente rotative. Realizarea unui studiu asupra materialelor compozite pe bază de prepreguri disponibile pe piață, care să respecte cerințelor specifice componentelor din partea rece a sistemelor de propulsie (raport mare între rezistența mecanică și densitate, temperatură de funcționare de minim 120°C, rezistență la încărcări dinamice). Acest studiu reprezintă o bază solidă și originală pentru identificarea materialului optim aplicației curente, dar și pentru alte aplicații sau cercetări specifice acestui domeniu de un înalt nivel tehnologic;

- Identificarea materialului optim specific aplicației pe baza unei analize comparative ce a inclus specificații și caracteristici ale materialelor obținute din fișele de material, dar și în urma unor determinări experimentale. Analizarea proprietăților de material prezentate în fișele tehnice, realizarea unei analize comparative pe baza cerințelor specifice aplicației și selectarea a patru materiale ce au fost comparate în urma unui test mecanic. Interpretarea rezultatelor obținute experimental pe baza unor analize statistice și selectarea materialului compozit specific aplicației. Materialul ce a fost selectat pentru a fi utilizat a fost supus unei campanii de testare complexe ce a inclus teste mecanice, termo-mecanice și analize fizico-chimice și microstructurale. Parametrii determinați experimental au fost considerați în analizele numerice cu elemente finite ce au ca obiectiv modelarea și validarea mecanică și structurală, obținându-se o mai bună acuratețe pentru aceste simulări teoretice;
- Conceperea programului de experimentare privind determinarea proprietăților fizico-mecanice pentru materialele compozite analizate, definirea proceselor de polimerizare pentru plăcile laminate din care s-au debitat epruvetele utilizate în cadrul campaniei de testare și interpretarea rezultatelor. Pe baza acestor contribuții originale a crescut gradul de încredere în acuratețea simulărilor numerice, respectiv au scăzut riscurile ca rotorul de compresor centrifugal să nu îndeplinească cerințele aplicației;
- Participarea în cadrul echipei de implementare pentru studierea efectelor aerodinamice ale geometriei unui rotor de compresor centrifugal proiectat a fi realizat din materiale compozite utilizând tehnologia autoclavei. Prin intermediul acestor studii complexe s-a realizat predimensionarea rotorului și s-a efectuat o evaluare aerodinamică cu ajutorul metodelor numerice considerându-se diferite configurații pentru rotor. Strategia de a varia numărul de palete și grosimea acestora, astfel încât să se determine geometria optimă a rotorului pentru tehnologia selectată, reprezintă una din contribuțiile originale ale autorului și a contribuit la îndeplinirea obiectivului general al tezei de doctorat;
- Definirea configurației constructive a rotorului de compresor centrifugal din materiale compozite considerând tehnologia autoclavei și validarea prin analize specifice cu metoda elementelor finite pentru îndeplinirea criteriilor de rezistență și vibrații. Modul de dispunere a straturilor de prepreg, precum și definirea soluțiilor tehnologice de reducere a încărcărilor mecanice la nivelul rotorului reprezintă una din contribuțiile originale ale autorului;
- Determinarea unei soluții tehnice privind echilibrarea unui rotor de compresor centrifugal realizat din materiale compozite pe bază de fibră din carbon în matrice polimerică, prin integrarea a două inele metalice cu diametre diferite. Soluția tehnică s-a determinat în urma unui studiu vast ce conține considerente teoretice cu privire la echilibrarea dinamică ce se aplică tuturor componentelor ce funcționează la turații relativ ridicate și au masă redusă, dar conține și recomandări practice legate de proiectarea unor astfel de componente. Combinarea materialelor compozite cu materiale metalice în vederea asigurării echilibrării dinamice reprezintă o contribuție originală ce a condus la validarea tehnologiei de realizare studiată și definită în cadrul acestei teze;

- Integrarea tuturor rezultatelor și informațiilor disponibile din activitățile anterioare și definirea modelului geometric al rotorului de compresor centrifugal ce respectă toate cerințele aplicației și ține cont și de specificațiile și constrângerile tehnologiei autoclavei. Modelul geometric al rotorului centrifugal rezultat reprezintă o contribuție originală deoarece s-a proiectat un rotor centrifugal care se poate realiza prin tehnologia autoclavei, tehnologie ce nu a mai fost utilizată până în acest moment la realizarea unor astfel de componente;
- Dezvoltarea tehnologiei de realizare a rotorului de compresor centrifugal din materiale compozite considerând tehnologia autoclavei. În primă instanță s-au stabilit etapele generale de fabricare ce au permis proiectarea matrițelor necesare. Proiectarea matrițelor, mai precis definirea planurilor de separație și modul de asamblare, respectiv dezasamblare după finalizarea procesului de polimerizare reprezintă o contribuție originală, specifică acestei teze de doctorat. Pe baza geometriei matrițelor și a rezultatelor calculelor de rezistență și vibrații s-au definit forma geometrică a fiecărui strat și numărul straturilor de prepreg. Forma straturilor de prepreg constă într-o serie de suprafețe desfășurate, care în momentul poziționării pe matrițe definesc părțile specifice rotorului de compresor, paletele sau discul rotorului. Forma straturilor de prepreg, respectiv stabilirea dispunerii acestora trebuie să permită închiderea/asamblarea matrițelor înainte de începerea procesului de polimerizare. Având în vedere forma geometrică complexă a rotorului, grosimea mică a paletelor, respectiv numărul mare de matrițe necesar realizării întregului rotor, definirea formei straturilor și modul de dispunere reprezintă o noutate și o contribuție originală. Proiectarea matrițelor, stabilirea pașilor de asamblare și dezasamblare a acestora, definirea formei geometrice a straturilor și modul de dispunere fac parte din dezvoltarea tehnologiei de realizare și reprezintă o contribuție originală;
- Fabricarea rotorului de compresor centrifugal prin trei etape distincte ce au constat în realizarea independentă a celor șapte palete, integrarea acestora în structura rotorului și consolidarea discului acestuia împreună cu integrarea celor două inele metalice, definirea etapelor necesare pentru asigurarea interfeței mecanice cu arborele de antrenare și a diametrului exterior reprezentând contribuții originale privind tehnologia și procesul de fabricare;
- Conceperea unui plan de experimentare și validare la nivelul rotorului care a permis fie compararea unor caracteristici ale rotorului de compresor centrifugal realizat din materiale compozite cu rotorul de referință (greutate, stabilitate dimensională), fie validarea echilibrării dinamice a rotorului, determinarea vibrațiilor și modurilor proprii sau verificarea funcționalității acestuia;
- Determinarea frecvențelor proprii la nivelul fiecărei palete, dar și la nivelul rotorului prin teste specifice și compararea rezultatelor cu cele teoretice. Aceste activități reprezintă contribuții originale și confirmă legătura între analizele numerice și comportamentul structural al rotorului, respectiv validează încă odată tehnologia dezvoltată în cadrul acestei teze;

- Determinarea masei rotorului de compresor centrifugal realizat din materiale compozite și compararea valorilor obținute cu modelul teoretic și modelul de referință. Se evidențiază că tehnologia de realizare dezvoltată este controlabilă, prin diferențe mici între masa reală a rotorului de compozit și cea teoretică. De asemenea, greutatea de 2,72 kg a rotorului realizat din materiale compozite confirmă încă odată avantajul utilizării unor astfel de materiale în ceea ce privește masa;
- Studiarea eficienței și acurateții analizelor numerice efectuate cu metoda elementelor finite prin evaluarea criteriilor de cedare specifice rotorului și compararea cu rezultatele experimentale obținute;

7.3. Perspective de dezvoltare ulterioară

Pentru a crește gradul de maturitate al rotorului de compresor centrifugal din materiale compozite se evidențiază următoarele direcții de dezvoltare ulterioară:

- identificarea unor soluții de optimizare pentru proiectarea materialelor, inclusiv aspecte referitoare la îmbunătățirea materialelor prin diferite combinații matrice/fibre, dispunerea fibrelor în cadrul țesăturilor sau aplicarea unor acoperiri superficiale.
- realizarea tuturor matrițelor din materiale metalice cu un coeficient termic de dilatare cât mai scăzut astfel încât să nu mai apară abateri dimensionale la nivelul rotorului polimerizat și fabricarea rotorului printr-un singur proces de polimerizare;
- testarea rotorului de compresor centrifugal în condiții reale de funcționare, asigurând jocul optim între paletel rotorului și inelul profilat al statorului și obținerea a cât mai multor date experimentale (presiuni, temperaturi, debite), în scopul comparării cu datele teoretice folosite în faza de simulare numerică.

LISTA LUCRĂRILOR PUBLICATE

I. Articole publicate în reviste cotate Web of Science în domeniul tezei de doctorat

1. Draghici, S., Vintila, I.S., **Mihalache, R.**, Petrescu, H.A., Tuta, C.S., Hadar, A., Design and Fabrication of Thermoplastic Moulds for Manufacturing CFRP Composite Impeller Blades, Mater. Plast., 57 (1), 2020, 290-298, <https://doi.org/10.37358/MP.20.1.5338>;
2. Maier, R., Vintilă, I.S., **Mihalache, R.**, Vilag, V., Sima, M., Dragan., Decreasing the Mass of Turbomachinery Subassemblies Using Advanced Polymer Composites, Materiale Plastice, 56, no. 4, 2019, <https://doi.org/10.37358/MP.19.4.5254>;
3. **Mihalache, R.**, Condruz, R.M., Vintila, I.S., Vilag, V., Stanciu, V., Utilizarea unor materiale compozite avansate la proiectarea și fabricarea unor palete de rotor centrifugal (Centrifugal rotor blade: design and manufacturing using advanced composites), Revista Romana de Materiale, Volume: 48 Issue: 4 Pages: 522-528, 2018;
4. Voicu, R., Vintila, S., Vilag, V., **Mihalache, R.**, CAD Modelling: Light Weight Composite Centrifugal Rotor Manufacturing for Energy Efficiency, Materiale plastice, Volume: 53 Issue: 4 Pages: 623-625, 2016.

II. Articole publicate în reviste BDI în domeniul tezei de doctorat

1. **Mihalache, R.**, Vilag, V., Popescu, J., Voicu, R., Stanica, C., Manufacturing a composite structure with applications in aeronautical field that can absorb displacements on different directions, Proceedings of the 3rd CEAS Air & Space Conference and 21st AIDAA Congress, 24-28 October 2011, Venice, Italy, ISBN: 978-88-96427-18-7
2. Olaru, D., **Mihalache, R.**, Vilag, V., Gabor, D., Light Weight Carbon Fiber Compressor Impeller/Blade Structural Design, 1st International Conference NEW CHALLENGES IN AEROSPACE SCIENCES NCAS 2013, November 7-8, Bucharest, ROMANIA, ISSN 2344-4762, ISSN-L 2344-4762
3. **Mihalache, R.**, Fuiorea, I., Popa, I.F., Deaconu M., Sima, M., Numerical and experimental analyses regarding the eigen frequencies of a centrifugal compresor made of composites, UPB Scientific Bulletin Series D, Submission ID 11363 – în curs de evaluare;

III. Articole publicate în reviste cotate Web of Science în domenii conexe tezei de doctorat

1. Adiaconitei, A., Vintila, I.S., **Mihalache, R.**, Paraschiv, A., Frigioescu, T., Vladut, M., Pambaguian, L., A Study on Using the Additive Manufacturing Process for the Development of a Closed Pump Impeller for Mechanically Pumped Fluid Loop Systems, Materials, Volume: 14 Issue: 4, <https://doi.org/10.3390/ma14040967>

IV. Articole publicate în reviste BDI în domenii conexe tezei de doctorat

1. Vintila I.S., Adiaconitei, A., **Mihalache, R.**, Paraschiv A., Frigioescu, T., Condurachi, F., Datcu, D., A study on reducing the adherent dross on additively manufactured closed impeller, Turbo Journal, editat de INCD Turbomotoare COMOTI – în curs de publicare
2. Draghici, S., Jiga, G., Vintila, S., **Mihalache, R.**, Petrescu, H.A., Hadar, A., Structural evaluation of a composite centrifugal rotor, Volume XXIII 2020, ISSUE no.1, Scientific Bulletin of Naval Academy, MBNA Publishing House Constanta 2020;

V. Articole publicate în reviste cotate Web of Science în domenii neconexe tezei de doctorat

1. Mihai, D., **Mihalache, R.**, Popa, I.F., Vintila, S.I., Datcu, D., Ciocan, I., Braic, V., Pana, I., Kiss, A.E., Zoita, N.C., Burlacu, P., Design, analysis and evaluation of titanium antenna reflector for deep space missions, Volume 184, July 2021, pp. 101-118, <https://doi.org/10.1016/j.actaastro.2021.04.006>;
2. Popa I.F., Andreescu T., Ifrim D., **Mihalache R.**, Mihai D., Cican G., Finite element modelling and performance optimization of an ion thruster depending on the nature of the propellant, CEAS SPACE JOURNAL, Volum: 11, Nr. 2, Pag: 115-122, 2019, ISSN: 1868-2502, WOS: 000465226800001;

3. **Mihalache R.**, Mihai D., Megherelu G., Popa I.F., Olaru D., Ifrim D., Sealing Technologies Trade-off for a Phobos Sample Return Mission, Transportation Research Procedia, Volum 29, Pag. 244-254, 2018;

VI. Articole publicate în reviste BDI în domenii neconexe tezei de doctorat

1. Silivestru, V., Cuciumita, C., **Mihalache, R.**, Petcu, R., “COANDA-1910” - the first jet propulsor for airplane, INCAS BULLETIN, Volume 2, Number 4/ 2010, pp. 179 – 187, <https://doi.org/10.13111/2066-8201.2010.2.4.23>;
2. Popa, I.F., Megherelu, G., **Mihalache, R.**, Mihai, D., Adiaconitei, A., Nutu, E., Stanciu, V., Centrifugal pump breadboard design for a Mechanically Pumped Fluid Loop Cooling System, TURBO Journal, editat de INCD Turbomotoare COMOTI – în curs de publicare;
3. Silivestru, V., **Mihalache, R.**, Silivestru, C., Popescu, J., Stanciu, V., Advanced Strategic Planning Regarding the Development of a Turbopump System for a Liquid Fuel Rocket Engine, The CEAS European Air & Space Conference 2013, 16-19 September 2013, Linköping University, Sweden,

VII. Comunicări științifice

1. Voicu, R., VINTILA, S., Vilag, V., **Mihalache, R.**, Energy efficiency - lightweight composite centrifugal rotor, International Conference on Energy and Environment, 2013, Bucharest, Romania
2. Popescu, J.A., Vilag, V.A., Stefanescu, M., **Mihalache, R.**, Fuiorea, I., Gabor, D., Dynamic Balancing Method for a Carbon Fibre Centrifugal Compressor Impeller, Proceedings of the 5th European Conference of Mechanical Engineering (ECME' 14), Florence, Italy, November 22-24, 2014;

VIII. Brevete naționale în domeniul tezei de doctorat

1. Vintila S.I., **Mihalache R.**, Condruz M.R., Vilag V.A., Maier R., Ansamblu Rotatic de Compresor Centrifugal din Materiale Compozite Polimerice Avansate Ranforsate cu Fibre de Carbon, Nr. Patent RO133845-A0, 12 Septembrie 2019;

IX. Brevete internaționale în domenii conexe tezei de doctorat

1. MARDJONO J.N., JODET N.B.A., **MIHALACHE R.**, PETCU R., SILIVESTRU V., STANICA C.M., VOICU L.R., Insert pour la fixation d'un composant sur un support de turbomachine, Patent no.: FR3070427-A1 (01 Mar 2019); FR3070421-B1 (21 Feb 2020)
2. MARDJONO J.N., JODET N.B.A., **MIHALACHE R.**, PETCU R., SILIVESTRU V., STANICA C.M., VOICU L.R., Pale pour turbomachine et son procédé de fabrication, Patent no.: WO2019038500-A1 (28 FEB 2019)