

UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE ASACHI" DIN IAȘI

FACULTATEA DE MECANICĂ



CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA RIGIDITĂȚII CAROSERIEI ASUPRA RĂSPUNSULUI DINAMIC AL CAPOTEI MOTOR

- REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT -

Autor, Ing. Valerian PÎNZARU

Conducător de doctorat, Prof. Univ. Habil. Dr. Ing. Carmen BUJOREANU

IAȘI - 2025

UNIVERSITATEA TEHNICĂ "GHEORGHE ASACHI" DIN IAȘI RECTORATUL

Către

Vă facem cunoscut că, în ziua de 06.06.2025 la ora 09:00 în ______*, va avea

loc susținerea publică a tezei de doctorat intitulată:

"CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA RIGIDITĂȚII CAROSERIEI ASUPRA RĂSPUNSULUI DINAMIC AL CAPOTEI MOTOR"

elaborată de doamna/ domnul PÎNZARU VALERIAN în vederea conferirii titlului ştiinţific de doctor.

Comisia de doctorat este alcătuită din:

Prof. Univ. Dr. Ing. Corneliu MUNTEANU Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași	președinte
Prof. Univ. Dr. Ing. Carmen BUJOREANU	conducător de
Universitatea Tehnică "Gheorgh Asachi" din lași	doctorat
Prof. Univ. Dr. Ing. Anton HADAR	
Universitatea Navonală de Știință și Tehnologie POLITEHNICA	reterent oficial
București	
Prof. Univ. Dr. Ing. Stelian ALACI	referent oficial
Universitatea nȘtetan cel Mare" din Suceava	
Prot. Univ. Dr. Ing. Edward RAKOSI	referent oficial
Universitatea l'ennica "Gheorgne Asachi" din Iași	

Cu această ocazie vă invităm să participați la susținerea publică a tezei



Secretar universitate,

Ing. Oristina Nagîţ

•pentru sus\inerile online se va preciza link-ul și solutia de software

Cuvânt înainte

Studiul vibrațiilor joacă un rol fundamental în dezvoltarea vehiculelor moderne, datorită cerințelor tot mai ridicate privind confortul, siguranța și durabilitatea. Un instrument esențial în acest context este analiza modală, care permite identificarea parametrilor dinamici ai unei structuri, precum frecvențele proprii, coeficienții de amortizare și formele modale. Acești parametri sunt fundamentali pentru înțelegerea comportamentului vibrațional al vehiculului și pentru optimizarea geometriei componentelor. Prin urmare, integrarea tehnologiilor moderne și a metodologiilor avansate de analiză a vibrațiilor devine o prioritate în proiectarea vehiculelor de nouă generație.

Prezenta teză de doctorat explorează impactul rigidității caroseriei asupra răspunsului dinamic al capotei motorului, aducând contribuții relevante în acest domeniu. Studiile teoretice și experimentale realizate au permis identificarea parametrilor de rigiditate ce determină principalele moduri de vibrație ale capotei, oferind orientări valoroase pentru standardizarea acestora. În același timp, lucrarea detaliază metodologiile experimentale necesare pentru extragerea cu precizie a parametrilor modali, contribuind la îmbunătățirea tehnicilor utilizate în analiza vibrațiilor unor structuri complexe precum caroseriile de vehicul.

Această lucrare nu ar fi fost posibilă fără sprijinul constant și generos al unor persoane și instituții deosebite.

Doresc să aduc sincere mulțumiri doamnei Prof. Hab. Dr. Ing. Carmen Bujoreanu, conducătoarea lucrării mele de doctorat, pentru ghidarea competentă și inspirația oferită pe parcursul întregii cercetări.

De asemenea, sunt profund recunoscător echipei de top management din cadrul companiei Renault Technologie Roumanie, care mi-a oferit acces la resurse valoroase și un mediu propice pentru desfășurarea cercetărilor.

Nu în ultimul rând, mulțumirile mele calde se îndreaptă către familia mea, pentru susținerea și încurajarea neîncetată, în special către fiica mea, Emma, a cărei prezență mi-a oferit inspirație și motivație să reușesc în demersurile mele academice.

Această realizare este rezultatul unui efort colectiv și dedic lucrarea tuturor celor care au contribuit la succesul ei.

Valerian Pînzaru

Capitolul 1. Elemente introductive1
1.1 Introducere1
1.2 Elemente componente sistem capotă vehicul1
1.3 Principalele prestații funcționale sistem capotă vehicul
1.4 Benchmarking sistem capotă
Capitolul 2. Stadiul actual al cercetărilor privind sistemul de capotă
2.1 Introducere
2.2 Cercetări privind materialele utilizate în structura de capotă
2.3 Cercetări privind influența geometriei struct. de capotă asupra principalelor prestații . 10
2.4 Cercetări privind influența elementelor componente din sistemul de capotă asupra principalelor prestații14
2.5 Cercetări privind sisteme active de capotă16
2.6 Relevanța temei de cercetare și obiectivele studiului19
Capitolul 3. Metode și rezultate teoretice privind răspunsul dinamic al capotei21
3.1 Introducere
3.2 Considerații teoretice privind vibrațiile mecanice și analiza modală
3.3 Selectarea tipului de capotă pentru cercetare
3.4 Preprocesare sistem capotă selectat
3.4.1 Preprocesarea structurii de capotă
3.4.2 Definirea condițiilor la limită pentru calculul de rigiditate statică capotă28
3.4.3 Definirea condițiilor la limită pentru calculul de analiză modală liber-liber29
3.4.4 Definirea condițiilor la limită pentru calculul de analiză modală pe caroserie29
3.5 Stabilirea configurațiilor pentru iterațiile numerice
3.6 Rezultate și discuții
3.6.1 Rezultate rigiditate statică capotă
3.6.2 Rezultate analiză modală liber-liber
3.6.3 Rezultate analiză modală a capotei constrânse pe interfețele de pe caroserie37
3.6.4 Determinarea influențelor factorilor de control41
Capitolul 4. Metode și rezultate experimentale privind răspunsul dinamic al capotei47
4.1 Introducere
4.1.1 Tehnici de excitație utilizate in analiza modală experimentală48
4.1.2 Traductoare utilizate în măsurătorile de vibrații49
4.1.3 Generalități privind prelucrarea semnalelor49

CUPRINS

4.1.4 Generalități privind post-tratarea măsurătorilor experim. de analiză m	odală 50
4.2 Metode experimentale rigiditate statică structură capotă	51
4.3 Metode experimentale analiză modală structură capotă liber-liber	53
4.4 Metode experimentale analiză modală structură capotă constrânsă pe caro	serie58
4.5 Rezultate experimentale rigiditate statică structură capotă	65
4.6 Rezultate experimentale analiză modală structură capotă liber-liber	68
4.7 Rezultate experimentale analiză modală structură capotă constrânsă pe ca	roserie78
Capitolul 5. Concluzii finale, contribuții personale și direcții de viitoare cer	cetare 86
5.1 Concluzii finale	
5.2 Contribuții personale	
5.3 Direcții viitoare de cercetare	91
Bibliografie selectivă	92
Listă de lucrări	

Capitolul 1

Elemente introductive

1.1. Introducere

Capota motorului este una dintre cele mai vizibile și importante piese ale caroseriei auto, având un rol esențial atât estetic, cât și funcțional. Ea protejează compartimentul motor și componentele interne de factori externi precum praf, apă, zăpadă sau resturi, contribuind la buna funcționare și fiabilitatea vehiculului. Totodată, asigură acces facil pentru lucrările de întreținere și reparații.

Pe lângă aceste funcții de bază, capota contribuie la siguranța autovehiculului. În cazul unui impact, structura sa este proiectată să absoarbă o parte din energia coliziunii, reducând efectele asupra pasagerilor și componentelor vitale.

Capota influențează și performanțele dinamice ale mașinii, în special prin efectele asupra aerodinamicii. Forma, geometria și materialele utilizate contribuie la profilul aerodinamic al autovehiculului, afectând consumul de combustibil și stabilitatea la viteze mari.

Durabilitatea și rezistența capotei la solicitările mecanice și dinamice (vibrații, șocuri, uzură) sunt cruciale pentru performanțele vehiculului pe termen lung. De aceea, proiectarea și testarea atentă a acestei componente este vitală.

În prezent, dezvoltarea capotei este influențată de cerințe tot mai stricte privind siguranța, eficiența și sustenabilitatea, dar și de așteptările consumatorilor. Cercetările privind comportamentul structural și dinamic al capotei, inclusiv în raport cu rigiditatea caroseriei și oboseala mecanică, sunt esențiale pentru crearea unor vehicule moderne, sigure și prietenoase cu mediul.

1.2. Elemente componente sistem capotă vehicul

Introducerea ingineriei sistemelor în industria auto, inclusiv în dezvoltarea sistemului de capotă al vehiculelor, a avut loc pentru a aborda complexitatea și cerințele tot mai mari ale tehnologiei moderne.



Principalele elemente componente ale sistemului de capotă sunt prezentate în Fig. 1.1.

Fig. 1.1 – Elemente componente sistem capotă vehicul

Structura capotei reprezintă elementul principal din sistemul de capotă și este proiectată pentru a asigura rezistență și durabilitate, oferind în același timp un aspect aerodinamic și estetic plăcut. O structură tipică de capotă este compusă din: panou exterior, panou interior, ranfort articulații, ranfort cui zăvorâre, ranfort impact pieton.

Panoul interior al capotei compune structura de rezistență a acesteia și contribuie în mod direct la rigiditatea globală a capotei și la comportamentul structurii în durabilitate și securitate pasivă. Acesta asigură și interfața pentru diversele echipamente cum ar fi: tampoane de menținere, insonorizant, chedere, furtun și stropitoare spălare parbriz etc.

Elementele de ranforsare precum, ranfortul de articulații sau ranfortul zonă cui zăvorâre sunt utilizate pe post de întăriri locale în zonele supuse solicitărilor statice și dinamice. De obicei astfel de întăriri locale se aplică în zonele de intrare efort cu scopul de a reduce deformațiile și de a crește rezistența la oboseală a întregii structuri cât și de a absorbi energia rezultată în urma unui impact.

Articulațiile de capotă reprezintă elemente esențiale în funcționarea corectă a sistemului de deschidere și închidere. Acestea asigură mobilitatea necesară pentru manipularea capotei și trebuie să fie proiectate astfel încât să suporte multiple cicluri de utilizare fără a compromite alinierea sau funcționalitatea. În plus, articulațiile trebuie să reziste la solicitări mecanice și vibrații, contribuind la stabilitatea capotei în timpul rulării și la siguranța generală a vehiculului.

Funcția principală a sistemului de închidere/ zăvorâre (broască/cui zăvorâre), este să fixeze în mod securizat capota la caroseria mașinii și să prevină deschiderea acesteia în timp ce vehiculul este în mișcare. Când capota este închisă, zăvorul este prins de mecanismul de închidere al capotei, care fixează ferm poziția acesteia. Astfel, capota rămâne bine atașată de caroseria mașinii, chiar și în condiții de conducere dificile, cum ar fi vânt puternic sau drumuri denivelate. În plus față de fixarea capotei, zăvorul sau cuiul de zăvorâre ajută și la alinierea corectă a capotei cu caroseria mașinii, făcând mai ușoară închiderea capotei în mod corespunzător. De asemenea, contribuie la absorbția energiei de impact rezultate în cazul unei coliziuni. Sistemul oferă și un punct suplimentar de sprijin al capotei reducând astfel nivelul de vibrații în timpul rulajului.

Rolul tampoanelor de menținere este acela de a asigura sprijinul capotei în poziția închisă. Acestea contribuie direct la reducerea vibrațiilor capotei care pot fi generate de funcționarea motorului, rularea pe teren accidentat sau diverse tipuri de solicitări aerodinamice. Rigiditatea acestora este dimensionată în funcție de greutatea capotei cât și de poziționarea lor față de axul de pivotare al articulațiilor.

Tampoanele de supracursă, după cum se poate intui și din denumirea acestora au rolul de a limita supracursa părții frontale a capotei, în cazul unei închideri accidentale, astfel încât sa se evite deteriorarea sau marcajul farurilor si a elementelor de ornament precum grila față. De obicei, au o rigiditate mult mai mare față de tampoanele de menținere și trebuie poziționate cât mai aproape de extremitatea frontală a capotei pentru a limita flexiunea acesteia.

Elementele de etanșare ale sistemului de capotă, precum chederul din zona parbrizului și bureții de etanșare, joacă un rol esențial în prevenirea infiltrării apei, prafului și a zgomotului în compartimentul motor. Acestea contribuie la crearea unei bariere eficiente între capotă și restul caroseriei, asigurând totodată un contact elastic care reduce vibrațiile și protejează componentele adiacente. Prin materialele și forma lor, elementele de etanșare sprijină și confortul acustic în habitaclu, îmbunătățind experiența generală de utilizare a vehiculului.

Suplimentar, confortul acustic este asigurat și de insonorizantul capotei, un material montat pe partea interioară a acesteia, care are rolul de a reduce zgomotul produs de motor și vibrațiile transmise către caroserie. Acest element contribuie semnificativ la izolarea fonică a habitaclului, îmbunătățind percepția de calitate și confort a vehiculului. De asemenea, insonorizantul ajută la protejarea stratului interior al capotei împotriva acumulărilor de căldură și a contactului direct cu umezeala sau impuritățile, ceea ce favorizează o durabilitate crescută în exploatare.

Pentru asigurarea accesului facil în compartimentul motor în scopul lucrărilor de reparație și întreținere capotă trebuie dotată cu un element de sprijin în poziția deschisă. Într-o definiție clasică, menținerea capotei în poziție deschisă se realizează prin intermediul unei tije metalice ce se rabatează manual în interiorul compartimentului motor. Dezavantajul unei astfel de soluții este efortul ridicat la deschidere si manipularea a capotei, ceea ce o face o soluție ne-fezabilă pentru capotele cu mase foarte mari.

Pentru a reduce efortul de deschidere a capotei constructorii folosesc sisteme de pistoane cu gaz utilizate atât în menținerea cât și în manevrarea capotei. Această soluție tehnică oferă o manipulare facilă a capotei la deschidere cât și asigură o închidere lină și robustă a acesteia, asigurându-se astfel o protecție mai bună pentru elementele de ornament și faruri.

1.3. Principalele prestații funcționale sistem capotă vehicul

În ultimii ani sistemul de capotă al vehiculului a suferit modificări majore de design pentru a putea răspunde tuturor cerințelor cum ar fi: reducerea greutății, rigiditate, durabilitate, securitate pasivă, aerodinamică, acces și altele. Inginerii auto sunt în permanență provocați să asigure un design al sistemului de capotă care poate oferi atât siguranță, cât și fiabilitate pe întreaga durată de exploatare a vehiculului. Pe de o parte, capota ar trebui să fie suficient de fuzibilă pentru a se deforma în timpul unui impact, protejând astfel pasagerii și pietonii de răni grave și, pe de altă parte, trebuie să fie suficient de rigidă pentru a rezista solicitărilor dinamice și oboselii. După cum se poate concluziona și în exemplu de mai sus, multe cerințe funcționale sunt în conflict unele cu altele și prin urmare găsirea unui compromis este subiectul principal în dimensionarea sistemului.

Rigiditatea structurală se referă la capacitatea structurii de a rezista la deformări elastice, de a-și menține integritatea și de a reveni la forma inițială după eliminarea încărcării. În cazul structurii de capotă aceasta reprezintă o caracteristică esențială de pre-dimensionare ce contribuie direct la ansamblul de prestații sistem capotă precum: durabilitatea, securitatea pasivă, zgomot etc. Se disting două clase diferite de rigidități:

- Rigidități globale care oferă o perspectivă asupra răspunsului întregii structuri de capotă la diverse tipuri de încărcare.
- Rigidități locale care evaluează răspunsul unor zone specifice din structura capotei la anumite solicitări localizate cum ar fi interfețele de fixare echipamente pe capotă.

Pornind de la aceste elemente de pre-dimensionare structurală se realizează proiectarea capotei pentru a răspunde prestațiilor globale de durabilitate și securitate pasivă.

Durabilitatea sistemului de capotă reprezintă abilitatea acestuia de a-și menține integritatea structurală și funcționalitatea pe întreaga durată de exploatare a vehiculului, în condițiile unor solicitări variate și expuneri repetate la factori externi și condiții operaționale complexe. Această proprietate presupune rezistența componentelor la cicluri repetate de închidere și deschidere, la șocurile mecanice generate de utilizarea frecventă, precum și la influențele condițiilor de mediu, cum ar fi temperaturile extreme, umiditatea ridicată, radiațiile ultraviolete și expunerea la agenți corozivi.

Un element esențial al durabilității capotei îl constituie comportamentul acesteia sub solicitări dinamice, cunoscut sub denumirea de anduranță vibrațională. Aceasta reflectă capacitatea capotei de a rezista solicitărilor ciclice și șocurilor generate în timpul rulării pe diverse suprafețe, în condiții de drum variate Durabilitatea de aspect a capotei unui vehicul se referă la capacitatea acesteia de a menține un aspect estetic plăcut și intact în timp, în ciuda expunerii la diferite condiții de mediu și utilizare.

Sistemul de capotă are un rol esențial și în prestațiile de securitate pasivă, cu preponderență în cele ce țin de siguranța pietonilor, aceasta fiind evaluată prin trei tipuri de teste: impact partea superioară picior, impact cap copil și impact cap adult. Aceste teste, realizate conform protocoalelor de omologare dar și Euro NCAP, urmăresc reducerea riscului de rănire prin controlul deformării și absorbția energiei în zonele de contact. Impactul cu capul pietonului este cel mai periculos, motiv pentru care sunt implementate soluții tehnice precum materiale deformabile, mecanisme active de ridicare a capotei și straturi exterioare moi. Astfel, capota trebuie să combine funcționalitatea mecanică cu cerințele stricte de siguranță, durabilitate, aerodinamică și estetică, devenind un element-cheie în proiectarea vehiculelor moderne.

1.4. Benchmarking sistem capotă

Benchmarking-ul reprezintă un instrument esențial în industria auto, fiind utilizat strategic pentru evaluarea și compararea performanțelor tehnice, economice și calitative ale vehiculelor în raport cu cele ale concurenței. Prin analiza detaliată a caracteristicilor și soluțiilor implementate de alți producători, companiile auto pot identifica bune practici, tendințe tehnologice și inovații relevante care pot fi integrate în propriile produse, contribuind astfel la creșterea competitivității și optimizarea proceselor de dezvoltare.

În acest context, în etapa incipientă a cercetării privind influența rigidității caroseriei asupra răspunsului dinamic al capotei, s-a realizat un benchmark utilizând platforma specializată A2MAC1, dedicată profesioniștilor din industria auto (Home - A2MAC1. (n.d.). A2mac1.com. Accesat în 10/01/2024). Această analiză a avut ca scop studierea soluțiilor constructive adoptate de diverși producători, în vederea identificării și selectării unei variante constructive reprezentative și frecvent utilizate. Alegerea unei soluții comune a permis definirea unui punct de referință solid pentru continuarea cercetării și pentru dezvoltarea unui model robust și aplicabil.

O analiză tehnică detaliată a fost efectuată pe un eșantion de 62 de modele de autoturisme produse de 38 de producători auto diferiți. Selecția vehiculelor analizate s-a bazat pe criterii bine definite, menite să asigure relevanța și reprezentativitatea datelor. Primul criteriu a vizat vechimea modelelor, fiind incluse doar vehicule lansate pe piață în ultimii 10 ani, pentru a reflecta cele mai recente tehnologii și soluții constructive utilizate în industria auto. Al doilea criteriu a fost segmentul de piață al vehiculelor, selectând segmentele B, C și D, care au fost printre cele mai bine vândute categorii de autoturisme din Europa în ultimii ani. Acest proces de selecție a avut scopul de a asigura o bază solidă pentru comparație, permițând extragerea unor concluzii relevante privind tendințele actuale din industria auto.

Analiza de benchmarking a evidențiat tendințele actuale în construcția capotelor auto, subliniind că 64.5% dintre vehiculele analizate folosesc capote din aliaje de oțel, în timp ce doar 35.5% utilizează aliaje de aluminiu, acestea fiind predominante în segmentele superioare (D și premium), din cauza costurilor mai mari. Capotele din aluminiu sunt mai ușoare (8–14 kg), în timp ce cele din oțel au mase cuprinse între 12–18 kg, influențate de dimensiunea și designul vehiculului.

În privința sistemului de susținere, 64.6% dintre vehicule folosesc tijă metalică, preferată pentru simplitate și cost redus, iar 35.4% sunt echipate cu pistoane, care oferă sprijin mai bun, dar pot cauza deformări.

Sistemele de zăvorâre sunt în general simple, 72.6% dintre modele folosind un singur zăvor frontal, în timp ce 27.4% dispun de două pentru rigiditate crescută. Majoritatea vehiculelor utilizează orientarea X a cuiului de zăvorâre (91.9%), aceasta permițând mișcarea pe o singură direcție și oferind o constrângere eficientă. În ceea ce privește tampoanele de menținere, 45.2% dintre modele au două, 37.5% patru, iar 17.3% au șase sau mai multe, în funcție de complexitatea și cerințele structurii capotei.

La nivelul articulațiilor, soluțiile mono-pivot sunt cele mai frecvent utilizate (72.6%) datorită simplității și costurilor reduse, în timp ce articulațiile multi-pivot (11.3%) și cele active (16.2%) apar în segmentele premium, oferind performanțe superioare, dar necesitând integrare complexă.

Concluzia generală a studiului este că selecția materialelor și a componentelor sistemului de capotă reflectă un echilibru între costuri, performanță, siguranță și cerințele specifice fiecărui segment de piață. Benchmarking-ul a oferit o bază solidă pentru orientarea cercetării spre soluții relevante din industrie și pentru definirea criteriilor de evaluare a răspunsului dinamic al capotei în raport cu rigiditatea caroseriei.

Capitolul 2

Stadiul actual al cercetărilor privind sistemul de capotă

2.1. Introducere

Datorită evoluțiilor continue în tehnologie cât și a apariției noilor reglementări și cerințe pentru industria auto, se conturează necesitatea existenței unor noi cercetări fundamentale pentru diversele structuri si sisteme ce s-au dezvoltat o data cu această evoluție. Cunoașterea și înțelegerea parametrilor sau factorilor ce pot influența performanțele acestora reprezintă cheia către devansarea tuturor provocărilor din industrie. În ultimele decenii, cercetările din automotive s-au concentrat pe dezvoltarea tehnologiilor hibride de propulsie, a sistemelor active și pasive de siguranță, a materialelor inteligente utilizate în structura caroseriei, a structurilor hibride metal/compozit, a sistemelor de conducere autonomă și altele. Cercetările au contribuit inclusiv la evoluția sistemelor de deschidere ale vehiculelor precum ușile, portbagajul și capotele obținându-se soluții tehnice avansate din punct de vedere tehnologic, al siguranței și al eficienței. Dintre acestea sistemul de capotă a experimentat cele mai mari modificări ca răspuns la cerințele de reglementare a impactului pieton.

Analiza stadiului actual al cercetărilor pentru sistemul de capotă a scos în evidență mai multe direcții de studiu printre care: influența materialelor utilizate în structura capotei, influența geometriei structurii de capotă, configurației echipamentelor precum și dezvoltarea diferitelor sisteme active și pasive în scopul îmbunătățirii performanțelor. Proporția cea mai mare fiind ocupată de cercetările privind influența materialelor utilizate în structura capotei, aproximativ 37.2 %.



Fig. 2.1 – Distribuție categorii de cercetări actuale privind sistemul de capotă

Toate cercetările s-au focusat pe impactul asupra principalelor prestații capotă precum: rigiditate, durabilitate și răspuns dinamic, securitate pasivă, zgomot și optimizarea greutății.

Rezultatele cercetărilor au reliefat diverse soluții tehnice eficiente și inovante care au permis ameliorarea performanțelor globale ale autovehiculelor și soluționarea problemelor impuse de noile reglementări.

2.2. Cercetări privind materialele utilizate în structura de capotă

Datorită contribuției sale la reducerea greutății și îmbunătățirea eficienței consumului de combustibil, aluminiu reprezintă o bună alternativă pentru structura de capotă. O cercetare realizată pe capota unui vehicul Samand (vehicul național iranian) evidențiază impactul utilizării aluminiului asupra principalelor prestații precum: rigiditatea la torsiune, rigiditate la flexiune, impact pieton și impact frontal (Shahbeyka et al., 2003). Studiul comparativ, realizat faptul că chiar dacă atât rigiditatea torsională cât și rigiditatea la flexiune a capotei de aluminiu este inferioară celei de oțel, aceasta poate absorbi aproximativ cu 20 % mai mult moment de torsiune și încovoiere până la apariția deformațiilor plastice (Shahbeyka et al., 2003).

Rezultatele de impact cap pieton arată că aluminiul oferă o protecție mult mai slabă comparativ cu oțelul din punct de vedere al criteriului de leziuni la cap (Head Injury Criterion, HIC) (Shahbeyka et al., 2003). Cea mai mare diferență poate fi observată în zonele de rigiditate ridicată cum ar fi zona de ranfort cui zăvorâre, punctul 6 din Fig. 2.2. Zonele mai flexibile din structura capotei arată însă valori apropiate ale criteriului de leziuni la cap considerând cele două materiale (Shahbeyka et al., 2003).



Fig. 2.2 – Sinteză rezultate impact cap pieton cu punctele de pe suprafața capotei (Shahbeyka et al., 2003)

Materialul ales pentru panoul exterior al capotei cât și grosimea acestuia joacă un rol semnificativ în performanța de impact pieton. În cazul în care se urmărește reducerea criteriului de leziuni la cap (HIC) aliajele de magneziu utilizate în construcția panoului reprezintă cea mai bună soluție datorită proprietăților mecanice ale acestora. În schimb dacă se dorește diminuarea deformațiilor plastice pentru a se evita contactul cu părțile rigide ale motorului, oțelul reprezintă cea mai bună alegere (Binyamin et al., 2019). De menționat este faptul ca în studiul realizat de Binyamin et al. a fost utilizat doar panoul exterior al capotei, prin urmare compararea acestor rezultate cu alte cercetări în care s-a utilizat întreaga structură de capotă este imposibilă.

Cu toate acestea, cercetările în care s-a utilizat întreaga structură frontală a vehiculului inclusiv componentele grupului motopropulsor au confirmat eficiența aluminiului în reducerea criteriului de leziuni la cap doar în cazul în care distanța dintre capotă si elementele rigide ale compartimentului motor este suficientă astfel încât să absoarbă deformațiile mai mari ale structurii (Huang et al., 2014).

Un studiu realizat pe o capotă de VW Golf 5 s-a bazat pe analiza potențialului structurilor hibride oțel cu aluminiu (Hamacher et al., 2008). Diferitele construcții au fost

analizate din punct de vedere rigiditate statică având ca obiectiv reducerea greutății, optimizarea costurilor și compararea performanțelor cu cele ale capotei de serie. Dintre toate configurațiile analizate, soluția hibridă cu panou exterior din aluminiu (1.2 mm) și panou interior din oțel ușor îngroșat (0.7 mm) s-a dovedit optimă, asigurând menținerea rigidității globale, reducerea greutății cu 21% și o creștere de cost de doar 51% (Hamacher et al., 2008). Aceste rezultate evidențiază potențialul structurilor hibride în echilibrarea performanțelor mecanice și economice.

Pietonii reprezintă grupul cu risc ridicat în accidentele rutiere, în special în zonele urbane. Prin urmare, protecția pietonilor este unul dintre cele mai importante subiecte pentru producătorii de automobile, iar multe guverne impun reguli tot mai drastice (Yazici t al., 2018).

Diverse cercetări privind adaptarea structurilor de capotă, deja existente, la noile reglementări au fost realizate pe parcursul anilor. Un astfel de studiu arată ca aplicarea unei spume poliuretanice pe structura capotei poate reduce nivelul de leziuni la cap al pietonilor (Yazici t al., 2018).

Spuma poliuretanică utilizată în construcții de tip sandwich poate fi o soluție fiabilă in clusiv pentru reducerea greutății structurii de capotă și atingerea performanțelor impact pieton în același timp (Can et al., 2018), conform exemplului din Fig. 2.3



Fig. 2.3 – Configurație capotă de tip sandwich (Can et al., 2018)

Materialele compozite aduc beneficii importante în industria auto, precum reducerea greutății și libertate de design, iar studiile evidențiază potențialul lor în îmbunătățirea comportamentului structural, în ciuda costurilor ridicate. Un exemplu relevant este utilizarea fibrei de carbon ranforsate cu polimeri în structuri de tip clasic (A) și sandwich (B), care pe lângă doua secvențe de fibra de carbon conțin și o structură de tip fagure (Nomex) conform Fig. 2.4 (Bere et al., 2021).



Fig. 2.4 – Configurații capote A și B (Bere et al., 2021)

Analiza numerică și experimentală a două capote din material compozit a arătat performanțe superioare față de o capotă din oțel, cu o reducere de greutate de aproximativ trei ori (Bere et al., 2021). Rigiditatea la flexiune frontală a fost de 3 ori mai mare pentru capota A și de 12 ori pentru structura sandwich B, iar la flexiune laterală, valorile au fost cu 80%, respectiv 157% mai mari. Rigiditatea la torsiune a înregistrat creșteri moderate, de 62% în cazul capotei A, în timp ce structura B a avut un comportament similar cu cel al oțelului (Bere et al., 2021).

La concluzii similare au ajuns și autorii unui studiu realizat pe o capotă din fibra de carbon ranforsată cu polimeri având geometria identică cu o capotă serie de oțel (Liang et al., 2019). După mai multe bucle de optimizare geometrica s-a obținut o capotă similară ca performanță structurală cu cea de oțel, asociată cu o reducere in greutate de 50 % (Liang et al., 2019).

Capotele din materiale compozite prezintă rezultate promițătoare și în cazul impactului pieton. Într-un astfel de studiu au fost utilizate trei structuri diferite de capotă dintre care una de aluminiu, una de oțel și respectiv una din material compozit. Capotele metalice erau compuse dintr-un panou interior structural și un panou exterior iar la capotă din material compozit panoul interior a fost înlocuit cu un inel de structură metalic simplificat astfel încât doar panoul exterior a fost realizat din fibră de carbon conform Fig. 2.5 (Masoumi et al., 2011).

Fără a modifica geometria structurii, capota de aluminiu oferă rezultate mai bune din punct de vedere al criteriului de leziuni la cap față de cea de oțel, fiind cu aproximativ 50 % mai ușoară (Masoumi et al., 2011). Rezultate impresionante însă în reducerea HIC-ului prezintă capota din material compozit însă cu o creștere semnificativă a deformațiilor în special în zonele centrale ale capotei unde lipsește suportul structural al panoului interior clasic (Masoumi et al., 2011).



Fig. 2.5 – Comparare structură panou interior : a) capotă metalică b) capotă din material compozit (Masoumi et al., 2011)

Un nou tip de materiale compozite inteligente cu variația activă a rigidității (ASC-Active Stiffness Control) au fost dezvoltate recent și descrise în articolul *Toward lightweight smart automotive hood structures for head impact mitigation: Integration of active stiffness control composites* (Vyas et al., 2020). Modificarea activă a rigidității se realizează prin încălzirea rezistivă a materialului termoplastic la interfața fibrelor până la temperatura de tranziție sticloasă ceea ce duce la scăderea modulului de forfecare a materialului matricei și scăderea transferului de sarcină între fibre și materialul matricei (Vyas et al., 2020). Scopul unei astfel de structuri este reducerea leziunilor produse în timpul unei coliziuni cu un pieton.

Conceptul propus este compus dintr-un panou exterior din aluminiu și un cadru interior de rigidizare din fibră de carbon ranforsat cu polimeri lipite între ele cu adeziv. Cadrul interior

conține atât nervuri de rigidizare cât și zone cu variația activă a rigidității conform Fig. 2.6 (Vyas et al., 2020).



Fig. 2.6 – Design concept capotă cu elemente de control activ al rigidității (Vyas et al., 2020)

Activarea zonelor de control al rigidității se face prin intermediul unui curent electric proporțional cu cantitatea de material utilizat. Deoarece energia specifică necesară pentru a încălzi rapid materialul este considerabilă, cerințele sursei de alimentare (baterii sau bănci de condensatori) pentru activarea sunt în mod tipic disponibile doar în vehicule electrice sau hibride. O soluție pentru reducerea puterii necesare cât și a timpului de activarea este reducerea cantității de material utilizat cât și poziționarea acestuia în locațiile cheie unde reducerea de rigiditatea va avea un impact semnificativ (Vyas et al., 2020). Activarea zonelor are loc atunci când se detectează o coliziune cu un pieton.

Rezultatele bazate pe simulare arată că noul concept de capotă inteligentă are o performanță bună în ceea ce privește greutatea, rigiditatea statică și criteriile Euro NCAP pentru impactul dinamic al capului. Activarea zonelor ASC, care reprezintă doar 36 g din întreaga structură a capotei, duce la o reducere a rigidității statice între 1% și 25%, în funcție de cazul de încărcare, și la o îmbunătățire generală de 12.5% pentru scorul impactului dinamic al capului (Vyas et al., 2020). Considerațiile și rezultatele prezentate evidențiază potențialul materialelor compozite cu zone de reducerea active a rigidității pentru aplicații privind siguranța pietonilor în industria auto.

2.3. Cercetări privind influența geometriei structurii de capotă asupra principalelor prestații

Geometria structurii de capotă poate avea un impact semnificativ asupra performanțelor acesteia în ceea ce privește aspecte precum greutatea, rezistența, rigiditatea și securitatea pasivă. Optimizarea geometriei unei structuri de capotă poate conduce la îmbunătățirea acestor caracteristici. În acest context există două concepte aplicate în proiectarea caroseriilor de vehicule: optimizarea topologică și optimizarea topografică a structurilor.

Optimizarea topologică vizează distribuirea ideală a materialului într-o structură pentru a obține performanțe maxime (precum rigiditatea sau rezistența), sub constrângeri de masă sau spațiu. Optimizarea topografică, în schimb, ajustează geometria locală a componentelor (prin nervuri, ambutisări etc.) pentru a îmbunătăți comportamentul structural în zonele critice.

Într-un astfel de studiu autorii au utilizat capota unui Ferrari F458 Italia ca model de referință (Splendi et al., 2011). Obiectivele procesului de optimizarea au fost obținerea de

performanțe similare din punct de vedere rigiditate globală cu o reducere semnificativă de greutate. În prima etapă a fost realizată o optimizare topologică aplicată panoului interior de capotă în scopul identificării unei arhitecturi optime ale structurii. Prin acest tip de optimizare s-a atribuit o densitatea specială fiecărui element al panoului interior care poate varia între 0 și 1. O valoare de 1 înseamnă că elementul este fundamental, în timp ce o valoare de zero implică faptul că elementul poate fi înlăturat fără a reduce performanțele structurale (Splendi et al., 2011). În a doua etapă o optimizare topografică a fost aplicată structurii pentru a stabili dimensiunile optime de secțiune, grosimile optime, și zonele care necesită nervuri de întărire. În final capota a fost redesenată ținând cont de rezultatele optimizării dar și limitele de fabricație, a se vedea în Fig. 2.7 (Splendi et al., 2011).

Astfel pentru toate cazurile de încărcare studiate s-au obținut valori similare sau chiar mai mari față de capotă de referință obținându-se o reducere de greutate cu 12.44% (Splendi et al., 2011).



Fig. 2.7 – Proces optimizare: a) capota de referință b) optimizare topologică c) capota finală (Splendi et al., 2011)

Softurile moderne de calcul de optimizare precum Optistruct (Altair) permit și optimizări multidisciplinare în care pot fi realizate în același timp atât optimizări topologice cât și topografice pentru un număr mare de prestații precum rigiditate, comportament dinamic, impact pieton etc. Utilizarea acestei tehnici reduce laboriozitatea proiectării și oferă structuri mult mai eficiente care depășesc limitele intuiției inginerului indiferent de experiența acestuia (Filina et al., 2020).



Fig. 2.8 – Parametrizare structură panou interior capotă pentru optimizarea multidisciplinară (Filina et al., 2020)

În Fig. 2.8 sunt prezentați parametrii de optimizare utilizat într-un studiu pentru un panou interior de capotă în care s-au selectat o varietate de grosimi, materiale și forme geometrice, obiectivul primar al cercetării fiind ameliorare criteriului de leziuni la cap, dar și obținerea unei rigidități și a unui răspuns dinamic conform unor criterii impuse. Studiul a arătat că geometria panoului interior de capotă obținută prin optimizarea parametrică multidisciplinară îndeplinește toate criteriile de rigiditate statică, răspuns dinamic cât și cele de impact pieton. Greutatea structurii obținute este cu 600 de grame mai mică față de capota de referința iar scorul privind criteriul de leziuni la cap scade în medie cu 30.52% crescând probabilitatea de supraviețuire a unui pieton în cazul unui astfel de impact (Filina et al., 2020).

Un alt studiu a investigat metoda de optimizare multi-obiectiv pentru îmbunătățirea principalelor tipuri de rigiditate structurală a capotei, precum și a modului propriu de vibrații. Deși formele geometrice obținute pentru fiecare tip de încărcare analizat separat au diferit, optimizarea multi-disciplinară a generat o configurație optimă care răspunde atât cerințelor de rezistență statică, cât și celor de comportament dinamic. Optimizarea combinată a distribuit nervurile de pe panoul interior într-un model de tip "double fork" cu o nervură centrală, oferind un echilibru între toate obiectivele (Li Minhao et al., 2017).

Pe lângă optimizarea prestațiilor și reducerea greutății, studiile topologice și topografice permit identificarea unor geometrii specifice care pot fi standardizate și aplicate diferitelor soluții constructive. Spre exemplu, nervurile dispuse în diagonală pe panoul interior astfel încât sa conecteze partea frontală și partea din spate a capotei (Fig. 2.9) contribuie extrem de mult la rigiditățile torsionale sau de încovoiere chiar și cu peste 50% față de geometriile de referință (Youming et al., 2016).



Fig. 2.9 - Rezultate studiu optimizare topologică-capotă cu nervuri dispuse în diagonală (Youming et al., 2016)

La concluzii similare au ajuns și autorii studiului descris de Huang et al., 2014. Multiple nervuri dispuse radial pe panoul interior de capotă, conform Fig. 2.10, pot îmbunătăți semnificativ rigiditatea la torsiune și rigiditatea locală a acesteia și în același timp pot ameliora prestația de impact pieton, reducând criteriul de leziuni la cap în diverse zone (Huang et al., 2014).



Fig. 2.10 – Geometrie panou interior capotă cu nervuri dispuse radial (Huang et al., 2014)

Un alt tip de geometrie utilizat foarte des în structurile de aluminiu o reprezintă ambutisările conice dispuse pe toată suprafața panoului interior de capotă, Fig. 2.11. Astfel de structuri permit compensarea lipsei de rigiditate a aluminiului față de oțel, aluminiul având un

modul de elasticitate de trei ori mai mic, obținându-se rigidități globale la același nivel cu structură de capotă clasică din oțel. Același nivel de rigiditate cu o masă redusă permite obținerea unui răspuns dinamic superior cu moduri proprii de vibrații mai mari. În același timp studiile au demonstrat că structura conică permite o reducere a criteriului de leziuni la cap în majoritatea punctelor de pe suprafața capotei (Zhoua et al., 2015).



Fig. 2.11 – Geometrie panou interior capotă cu ambutisări conice (Zhoua et al., 2015)

Având în vedere ca într-o astfel de structură nu exista decupaje, nici rigiditatea locală nu variază foarte mult față de o capotă cu design tradițional. Avantajul principal a unei astfel de geometrii cu rigiditate continuă este că se poate regla ușor atât în direcția de creștere a rigidității cât și în direcția opusă, aceasta putându-se obține prin modificarea geometriei conurilor, a diametrelor superioare și inferioare, a tipului și cantității masticului de lipire utilizat (Zhoua et al., 2015). Diverși constructori precum Opel sau General Motors au aplicat astfel de geometrii în structurile de capote proiectate.

Pe lângă influența componentei geometrice structurale ale capotei, studiile recente au demonstrat că și aspectul design contribuie semnificativ la prestația de impact pieton.

Rezultatele au arătat că un unghi mai mare de înclinare al capotei poate reduce valorile criteriului de leziuni la cap în zonele slabe ale capotei, dar poate crește valoarea acestuia în zonele rigide, ceea ce accentuează necesitatea unui echilibru între aceste caracteristici. O dimensionare asimetrică (stratificată) a structurii de capotă ar putea rezolva această problemă (Ahmed, 2020).

De obicei proprietățile materialelor cât și caracteristicile geometrice ale structurilor metalice sunt influențate de procesul de fabricație. De exemplu, geometria unei piese fizice ambutisate va avea mici diferențe față de piesa proiectată.



Fig. 2.12 – Simulare ambutisare panou exterior capotă : a) distribuția de grosimi în mm; b) distribuția tensiunilor interne în MPa (Zhang et al., 2013)

În timpul ambutisării au loc atât subțieri locale cât și acumulări de tensiuni interne care de multe ori nu sunt luate în considerare. În Fig. 2.12 e prezentată o simulare de ambutisare care arată distribuția de grosimi cât și tensiunile interne pe un panou exterior de capotă (Zhang et al., 2013). Autorii unei astfel de cercetări au studiat impactul efectelor procesului de ambutisare asupra răspunsului dinamic al unei structuri de capotă luând în considerare efecte precum subțierea locală, tensiunile și deformațiile reziduale. Studiul a arătat că frecvențele modale pot scădea cu 1–5 Hz față de designul original, cele mai mari diferențe apărând la modurile superioare. De asemenea, s-a constatat că subțierea are cel mai mare impact, în timp ce tensiunile și deformările reziduale au efecte minore asupra răspunsului dinamic al structurii de capotă (Zhang et al., 2013).

2.4. Cercetări privind influența elementelor componente din sistemul de capotă asupra principalelor prestații

Cercetările privind influența elementelor componente din sistemul de capotă asupra principalelor prestații se concentrează pe analizarea modului în care configurația diferitelor echipamente precum tampoanele de menținere, chederele, elementele de închidere/zăvorâre, articulațiile pot afecta performanțele generale ale capotei.

În cazul tampoanelor de menținere spre exemplu este foarte importantă asigurarea unei comprimări corespunzătoare pentru susținerea capotei în timpul rulajului și reducerea vibrațiilor. Situații în care tampoanele nu sunt comprimate suficient sau nici măcar nu sunt în contact cu structura pot apărea în cazul unei reglaj greșit al capotei sau în cazul unei geometrii precare ale caroseriei. Studiile au arătat că lipsa contactului cu tampoanele de menținere duce la o degradare a răspunsului dinamic al capotei crescând riscul de deteriorare prin oboseală în exploatarea vehiculului, a se vedea Fig. 2.13 (Pînzaru et al., 2023).



Fig. 2.13 – Forma modurilor de vibrații ale capotei: capotă cu/fără tampoane de menținere (Pînzaru et al., 2023)

La fel cum lipsa comprimării tampoanelor de menținere poate degrada răspunsul dinamic al capotei și comprimarea excesivă a acestora poate cauza deteriorări în durabilitatea la închidere a capotei. Creșterea comprimării tampoanelor de cauciuc duce la creșterea reacțiunii acestora și poate genera creșterea de tensiuni pe structura capotei în zona de contact în momentul închiderii. Astfel nivelul de comprimare a tampoanelor de menținere poate influența direct durata de viața în oboseala la închidere a capotei conform Li et al., 2022.



Fig. 2.14 – Dependența între durata de viață în oboseală și nivelul de supra-comprimare a tampoanelor (Li et al., 2022)

Multe dintre cercetările referitoare la influența elementelor componente ale sistemului de capotă asupra prestațiilor s-au bazat pe dezvoltarea de metode de optimizare multidisciplinară a configurației echipamentelor. Metode precum Six Sigma sau Taguchi ajută la identificarea și dezvoltarea sistemelor robuste încă din faza de proiectare rezultând configurații mai puțin sensibile la dispersiile de fabricație (Vs et al., 2022). Aceste metode fiind extrem de eficiente mai ales în cazul optimizării prestațiilor care sunt în conflict unele cu altele.

Spre exemplu performanța capotei la închideri accidentale și prestația de calitate percepută – alinierea capotei cu restul caroseriei, sunt influențate de numeroși factori precum: variațiile de rigiditate a chederelor, tampoanelor și nivelul de comprimare a acestora, poziție broască capotă și altele. Autorii unui astfel de studiu au definit o serie de factori de control ce urmau a fi studiați în scopul identificării configurațiilor optime care să răspundă în egală măsură ambelor prestații, conform Tab. 2.1.

	Descriere	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3
Α	Poziție broscă capotă (mm)	0	0.5	-
В	Rigiditate cheder frontal (N/mm)	4	4.8	3.2
C	Rigiditate burete etanșare (N/mm)	90	95	85
D	Rigiditate burete spate (N/mm)	5	5.8	4.2
Е	Rigiditate tampoane (N/mm)	200/500/400	240/600/480	160/400/320
F	Comprimare tampoane menținere (mm)	0.5 mm (interferență)	1 mm (interferență)	0 mm (contact)
G	Comprimare tampoane supracursă (mm)	0 mm (contact)	0.5 mm (interferență)	0.5 mm (joc)
Н	Comprimare tampoane nas capotă (N/mm)	1 mm (interferență)	1.5 mm (interferență)	0.5 mm (interferență)

Tab. 2.1. Factori de control (parametri design) (Vs et al., 2022)

Utilizând metoda matricei ortogonale a rezultat un număr de 18 experimente, matricea ortogonală reprezentând o metoda de experiment factorial fracționat. Analiza factorială a rezultatelor celor 18 simulări numerice a permis identificarea configurațiilor optime pentru cei 8 factori de control și evidențiat soluțiile de design robust, mai puțin sensibile la abaterile de proces. În Fig. 2.15 raportul semnal/zgomot indică robustețea design-ului, o valoare mai mare a acestuia reprezentând un design mai robust și media indică nivelul de performanță, în cazul

de față cautându-se o valoare cât mai mică pentru deformația capotei sub reacțiunea echipamentelor.



Fig. 2.15 – Rezultate efecte factoriale pentru deformarea capotei sub reacțiunea echipamentelor (Vs et al., 2022)

Problemele legate de precizia dimensională și fiabilitatea mecanismelor de zăvorâre a capotelor au fost abordate în diverse studii recente, oferind perspective complementare asupra performanței acestor sisteme. Procesul de fabricație influențează direct funcționalitatea mecanismului, în special în cazul pivotului realizat din materiale plastice. Rata de contracție a acestor materiale joacă un rol esențial în asigurarea preciziei dimensionale și a rezistenței la oboseală a componentelor (Lee Soo-Kim, 2022).

Astfel se poate concluziona că sistemele de capotă sunt esențiale pentru siguranța vehiculelor, iar optimizarea componentelor lor este crucială pentru performanțe fiabile. O abordare integrată, care să combine cerințele funcționale și structurale, este vitală pentru îmbunătățirea prestațiilor.

2.5. Cercetări privind sisteme active de capotă

Sistemele active de capotă au fost dezvoltate în principal pentru a reduce leziunile suferite de un pieton în momentul unei coliziuni.



Fig. 2.16 – Test ejecție capotă (Lee Keun Bae et al., 2007)

Aceste sunt compuse dintr-un ansamblu de senzori de detecție, un calculator ECU în care e introdus algoritmul de desfășurare și un actuator pirotehnic legat de articulațiile capotei care asigură ejecția părții din spate a acesteia în momentul coliziunii (Lee Keun Bae et al., 2007).

Numeroasele cercetări realizate în dezvoltarea capotelor active au marcat faptul ca eficiența acestora în reducerea criteriului de leziuni la cap depinde foarte mult de algoritmul de pilotare. Într-o primă instanță, timpul de răspuns al sistemului de la detectarea coliziunii până la ejecția completă trebuie să fie inferior timpului până la primul contact al capului de pieton cu capota. Evident că acest timp depinde foarte mult de tipologia și design-ul părții frontale ale vehiculului însă mai multe grupuri de cercetători au ajuns la concluzia ca acesta trebuie sa se situeze în jurul valorii de 50 ms (Lee Keun Bae et al., 2007).

La concluzii similare, ce fac referință la timpul de răspuns al sistemului au ajuns și un grup de cercetători de la Honda (Nagatomi et al., 2005). În sistemul dezvoltat de ei, partea din spate a capotei realizează o cursă de 100 mm într-un timp de 30 ms față de 68 ms- timpul minim de impact înregistrat în timpul experimentelor, Fig. 2.17 (Nagatomi et al., 2005).



Fig. 2.17 – Timp de desfășurare capotă activă Honda (Nagatomi et al., 2005)

Cercetătorii au propus și o soluție tehnică de balamale care să permită o cursă de ridicare a capotei suficientă. Față de articulațiile clasice soluția propusă conține un pin de forfecare care se rupe în momentul extinderii actuatorului pirotehnic și permite deschiderea brațelor articulației, conform Fig. 2.18.



Fig. 2.18 – Articulații capotă activă Honda : a) înainte de ejecție b) după ejecție (Nagatomi et al., 2005)

Comparând rezultatele de teste impact pieton cu și fără sistem de desfășurare activă a capotei, soluția Honda aduce o reducere de 30 % a criteriului de leziuni la cap (Nagatomi et al., 2005).

Cu toate acestea sistemele de capote active impun și anumite probleme tehnice cum ar fi spre exemplu impactul capului de pieton în zona actuatorului. În poziție deschisă, actuatorul trebuie să fie suficient de rigid astfel încât să mențină capotă ejectată în timpul coliziuni și să împiedice revenirea acesteia. Acest lucru implică existență unui contact dur care duce la creșterea leziunilor la cap.

O altă problemă întâlnită în dezvoltare unui astfel de sistem o reprezintă vibrațiile panoului exterior de capotă generat de șocul indus de actuatorul pirotehnic în momentul destinderii (Inomata et al., 2009). Linia continuă din Fig. 2.19 reprezintă comportamentul dinamic al unui punct din centrul panoului exterior de capotă în momentul ejecției, axa verticală reprezentând deplasarea punctului iar cea orizontală timpul.



Fig. 2.19 – Deplasare punct central panou exterior capotă în timpul ejecției (Inomata et al., 2009)

După cum se poate observa și pe grafic (Fig. 2.19), punctul de pe capotă descrie o fluctuație verticală, astfel poate avea loc o variație a deplasării capului impactorului și implicit a criteriului de leziuni la cap în funcție de momentul în care acesta lovește capota (Inomata et al., 2009). Spre exemplu, dacă impactul se produce la momentul (a), după ce capota începe mișcarea în jos, deplasarea rezultată a capului impactorului va fi mai mare și va fi nevoie de mai mult spațiu pentru absorbirea energiei impactului. La polul opus, lovirea capotei în momentul de timp (c) va genera deplasări mult mai mici. Deoarece viteza relativă între capul de impact și capotă la momentul impactului este mai mare în ordinea (a) < (b) < (c) și reacțiunea înregistrată de impactor va urmări aceeași logică (Inomata et al., 2009). Pentru a diminua aceste vibrații, Nissan propune adăugarea unui opritor pe brațele mobile ale articulației (Inomata et al., 2009).

Soluții tehnice similare privind articulațiile de capotă de tip mono-pivot și multi-pivot au fost studiate și de inginerii de la OPEL (Kerkeling et al., 2005) demonstrând eficiența mecanismelor pliabile. Autorii menționează însă că aceste soluții necesită adaptare specifică fiecărui vehicul, iar implementarea lor implică un efort semnificativ de timp și resurse, mai ales în fazele inițiale ale procesului de dezvoltare.

Activarea accidentală a sistemului de ejecție a capotei a reprezentat o problemă funcțională majoră, cauzată de incapacitatea inițială a senzorilor de a distinge între contactul cu piciorul unui pieton și un obiect rigid, precum un stâlp. Soluția identificată de un grup de cercetători constă în utilizarea unui senzor capabil să diferențieze aceste impacturi, bazându-se pe semnalele generate. Sistemul declanșează ridicarea capotei doar în cazul în care semnalul se încadrează sub un prag presetat, reducând astfel activările inutile (Fredriksson et al., 2001).

Pe lângă provocările legate de funcționalitatea acestor sisteme, o problemă majoră a fost faptul că majoritatea soluțiilor dezvoltate erau ireversibile, ceea ce genera costuri ridicate de întreținere. În cazul unei activări accidentale, atât sistemele de articulații cu actuatoare, cât și capota trebuiau înlocuite. Pentru a rezolva acest conflict, un grup de cercetători au propus o soluție inovatoare prin introducerea unui sistem de capotă reversibilă (Xu et al., 2010). Acesta permite resetarea automată a mecanismului și repoziționarea capotei după o activare falsă, reducând semnificativ costurile de mentenanță și sporind eficiența în utilizare.

Într-o perspectivă globală sistemele de capote active reprezintă o evoluție semnificativă în tehnologia vehiculelor moderne, aducând cu sine numeroase beneficii pentru siguranța pietonilor și ocupanților. Cu toate acestea, există și provocări asociate cu aceste sisteme. Pe lângă problemele tehnice pe care le generează aceste inovații, există și costuri ridicate asociate care în final pot crește prețul vehiculului. În plus, aceste sisteme pot necesita mentenanță și reparații mai complexe în cazul unor defecțiuni. Optimizarea sistemelor active atât din punct de vedere funcțional cât și din punct de vedere cost se poate face prin combinarea acestora cu soluții pasive precum modificări de geometrie sau materiale utilizate în structura de capotă și/sau diverse arhitecturi ale compartimentului motor.

2.6. Relevanța temei de cercetare și obiectivele studiului

Industria auto se află într-o continuă evoluție, fiind caracterizată de un ritm accelerat de dezvoltare, generat de cerințele crescânde pentru reducerea timpului de lansare pe piață ("time to market") și de nevoia de a răspunde rapid la provocările impuse de reglementările tot mai stricte. Normele de siguranță, cerințele privind emisiile poluante și tendințele de electrificare a vehiculelor impun dezvoltarea unor soluții tehnice și metode de proiectare inovatoare, capabile să optimizeze performanțele vehiculului fără a compromite fiabilitatea și durabilitatea acestuia.

Unul dintre aspectele critice în proiectarea vehiculelor moderne constă în echilibrarea unor cerințe aparent contradictorii, precum siguranța pasivă, care presupune utilizarea unor componente deformabile pentru absorbția energiei în caz de impact, și durabilitatea structurală, care necesită elemente rigide capabile să reziste la solicitările dinamice din exploatare. Aceste provocări evidențiază necesitatea unor metode avansate de proiectare și validare, care să permită o analiză detaliată a comportamentului structural al vehiculului în diverse condiții de operare.

Prezenta teză de doctorat investighează influența rigidității interfețelor capotei de pe caroserie asupra caracteristicilor modale ale acesteia. Studiul se axează pe identificarea modului în care aceste rigidități afectează parametrii modali esențiali ai structurii, precum frecvențele proprii, coeficienții de amortizare și formele modale, și standardizarea unor anumite intervale de valori pentru acestea. Cercetarea propusă își propune să acopere golul existent în literatura actuală, oferind o perspectivă detaliată și riguroasă asupra acestei problematici. O cunoaștere detaliată și precisă a caracteristicilor dinamice este esențială pentru anticiparea unor probleme critice, precum vibrațiile excesive care pot influența negativ confortul și durabilitatea vehiculului.

Deși literatura de specialitate abordează extensiv teme precum optimizarea geometrică sau utilizarea de noi materiale pentru caroserie, studiile care analizează în profunzime modul în care parametrii structurali — în special rigiditatea interfețelor — influențează comportamentul modal al componentelor caroseriei, rămân foarte limitate. Mai mult, majoritatea cercetărilor se concentrează fie exclusiv pe simulări numerice, fie pe teste experimentale, fără a oferi o corelare riguroasă între cele două. Această lipsă de abordări hibride, care să valideze rezultatele obținute prin simulare cu date experimentale relevante, reduce semnificativ aplicabilitatea practică a concluziilor. În acest context, studiul propus devine cu atât mai relevant, întrucât oferă o analiză complexă și integrată, care combină modelarea numerică avansată cu testări experimentale

dedicate — aducând astfel un plus de valoare în înțelegerea interacțiunii dintre parametrii modali și configurația constructivă a capotei.

Dezvoltarea unor modele numerice predictive robuste este fundamentală pentru reducerea ciclurilor de proiectare și testare, contribuind astfel la optimizarea timpului de dezvoltare. Precizia și corelarea bazelor modale experimentale cu cele numerice permit aplicarea unor metodologii avansate, precum analiza participării modale în evaluarea la oboseală a capotei, precum și simulări numerice precise ale comportamentului tranzitoriu. Prin corelarea rezultatelor experimentale cu simulările numerice, se poate obține o mai bună înțelegere a fenomenelor structurale complexe, contribuind la o proiectare mai eficientă și optimizată a vehiculelor.

Aceste abordări permit identificarea și remedierea timpurie a potențialelor probleme, contribuind astfel la reducerea costurilor și a timpului necesar pentru atingerea performanțelor dorite. Astfel, cercetarea propusă are un caracter strategic pentru industria auto, contribuind la dezvoltarea unor metode inovatoare de proiectare, care să permită atingerea unui echilibru optim între performanțele mecanice, siguranța și durabilitatea componentelor auto, în condițiile impuse de reglementările stricte și de cerințele pieței.

Capitolul 3

Metode și rezultate teoretice privind răspunsul dinamic al capotei

3.1 Introducere

Caroseria unui vehicul reprezintă o componentă esențială, care îmbină armonios estetica și funcționalitatea. Aceasta este o structură complexă, de tip grindă cu zăbrele, proiectată să asigure protecție, robustețe, eficiență aerodinamică și un aspect atrăgător. Totodată, caroseria acționează ca un element de interfață pentru toate componentele și subsistemele vehiculului, inclusiv grupul motopropulsor, suspensia, sistemele de frânare, iluminare, componentele electrice și electronice, sistemele de siguranță, elementele mobile de deschidere și altele. În acest context, caroseria trebuie să ofere suficientă rigiditate pentru a susține corect toate punctele de interfață, garantând astfel o asamblare precisă și o funcționare optimă a echipamentelor.

Evaluarea rigidității statice a componentelor unei caroserii presupune aplicarea unei forțe controlate în puncte strategice ale structurii și măsurarea deformărilor rezultate. Acest tip de dimensionare constituie o etapă preliminară pentru etapele de dimensionare dinamică, mult mai complexe, în care structura este analizată din perspectiva vibrațiilor, impactului, durabilității și oboselii.

Expresia pentru rigiditate poate fi dedusă din legea lui Hooke și anume:

$$k = \frac{F}{d} \left(N/mm \right) \tag{3.1}$$

unde k-este rigiditatea exprimată în (N/mm), F-este forță exprimat în (N) și d- este deformația exprimată în (mm). Expresia descrie caracterul liniar al dependenței dintre forță și deformație. Această dependență fiind valabilă doar în domeniul de deformare elastică a structurii.

Pe lângă evaluarea rigidității, această metodă de pre-dimensionare permite și analiza distribuției tensiunilor în cadrul structurii, asigurând că limita elastică a materialelor componente nu este depășită. Depășirea acestei limite poate provoca apariția deformărilor plastice și inițierea fisurilor, ceea ce compromite integritatea structurală și reduce durata de viață a componentei

Majoritatea constructorilor au caiete de sarcini specifice pentru valorile necesare de rigiditate în funcție de zona caroseriei sau de tipul de echipament care urmează să fie montat, acestea fiind utilizate pentru pre-dimensionarea structurii. Spre exemplu zonele de fixare a grupului motopropulsor vor necesita o rigiditate superioară față de zonele de fixare a unui cablaj electric sau a unei componente electronice cu masă net inferioară.

Experiența a arătat că o zonă slabă din punct de vedere rigiditate statică poate genera probleme în solicitările dinamice (Derrix et al., 2021). În unele cazuri însă aceste cerințe sunt în dezacord cu anumite prestații de securitate pasivă, care dimpotrivă, solicită o rigiditate redusă și o deformabilitate ridicată, astfel încât inginerii sunt provocați în mod continuu să găsească soluții de compromis.

Panourile mobile ale caroseriei precum capota, ușile laterale, haionul, trapa carburant solicită și ele o rigiditate corespunzătoare la nivelul interfețelor de fixare deoarece acestea reprezintă zonele de intrare efort în panoul respectiv. O zonă de fixare slabă la nivel de balamale sau cui de zăvorâre poate amplifica răspunsul panoului la o solicitare dinamică și reduce durata de viață a acestuia în durabilitate. În timp, pot apărea fisuri în structura panoului ce pot deteriora integritatea structurală și pot impacta atât funcționalitatea acestuia cât și prestațiile securitare asociate vehiculului.

În cazul unei capotei față ne-echilibrate, spre exemplu, constrângerea pe caroserie se realizează prin intermediul articulațiilor, broască mecanism zăvorâre, tampoane de menținere și cheder principal. Aceste echipamente asigură interfața între structura capotei și platforma caroseriei. Poziția lor și caracteristicile mecanice depind de mai mulți factori cum ar fi: dimensiunea capotei, greutatea, poziția centrului de greutate, arhitectura compartimentului motor și altele. Însă pe lângă caracteristicile echipamentelor, rigiditatea caroseriei în zonele de fixare a acestora va contribui și ea în mod direct la performanța globală.



Fig. 3.1 – Elemente de constrângere a capotei pe caroserie

Pe de altă parte, creșterea rigidității caroseriei poate implica modificări complexe și costisitoare. În unele zone cu arhitectură constrângătoare, precum compartimentul motor, adăugarea de ranforsări suplimentare poate fi de multe ori extrem de dificilă. Totodată, adăugarea de piese sau modificarea geometriei celor existente poate duce la o creștere semnificativă a greutății, ceea ce va afecta eficiența generală a vehiculului.

Astfel prin această teză de doctorat se propune o metodă de rezolvare a acestui conflict care va presupune:

- 1. Identificarea modului în care rigiditățile interfețelor capotei pe caroserie impactează modurile proprii de vibrații ale capotei, forma modurilor și ordinea acestora, cuplajul dinamic între moduri cât și răspunsul dinamic local al structurii de capotă în anumite zone critice;
- 2. Cuantificarea contribuțiilor fiecărei rigidități la răspunsul dinamic global al capotei;
- 3. Ierarhizarea rigidităților pentru fiecare zonă în funcție de gradul de participare a acestora la răspunsul modal al capotei;
- 4. Identificarea valorilor optime de rigiditate în scopul îmbunătățirii răspunsului modal al capotei;
- 5. Definirea unei metode de dimensionare a structurii caroseriei în vederea creșterii performanțelor globale ale capotei.

3.2 Considerații teoretice privind vibrațiile mecanice și analiza modală

Vibrațiile mecanice sunt inerente oricărui sistem tehnic și influențează semnificativ comportamentul dinamic al structurilor. În ingineria autovehiculelor, acestea provin din multiple surse – motor, transmisie, interacțiunea cu suprafața de rulare, fluctuațiile aerodinamice – și pot afecta atât integritatea structurală, cât și confortul acustic și vibrațional.

Vibrațiile pot fi definite ca mișcări oscilatorii în jurul unei poziții de echilibru, cauzate de excitații externe variabile în timp. Din punct de vedere energetic, acestea implică o conversie periodică între energia cinetică și cea potențială (Bujoreanu, 2014). Deși sistemele cu un singur grad de libertate oferă un model conceptual util, structurile reale, precum capota vehiculului, necesită modele cu un număr mare de grade de libertate sau chiar abordări pentru sisteme continue.

Structurile continue, cum este cazul capotei auto, prezintă teoretic o infinitate de grade de libertate, fiind necesară discretizarea acestora pentru analiza numerică. Această aproximare, realizată prin metode precum analiza cu element finit, permite descrierea mișcării în puncte reprezentative și corelarea răspunsului cu domenii relevante de frecvență, specifice excitațiilor reale ale vehiculului.

Analiza modală constituie fundamentul caracterizării dinamice a acestor structuri, prin determinarea frecvențelor proprii, a formelor modale și a factorilor de amortizare. Fiecare mod propriu definește un răspuns independent al sistemului, iar întreaga structură poate fi modelată ca o superpoziție de astfel de moduri. Această abordare permite evaluarea comportamentului vibrațional și optimizarea structurală în raport cu cerințele funcționale și de confort ale vehiculului. Mișcarea sistemelor cu număr mare de grade de libertate este descrisă de un sistem de ecuații diferențiale de ordinul doi, de obicei liniare și cu coeficienți constanți (Buzdugan et al., 1979).

În cazul sistemelor cu multe grade de libertate, pentru simplitate, ecuațiile de mișcare se scriu sub forma de matrici și vectori, după cum urmează:

$$[m]{\ddot{x}} + [c]{\dot{x}} + [k]{x} = {F(t)}$$
(3.2)

în care [m] este matricea maselor sau matricea de inerție, [c]- matricea coeficienților de amortizare, [k]- matricea de rigiditate, iar $\{\ddot{x}\}, \{\dot{x}\}, \{x\}$, vectorii de accelerație, viteză și respectiv deplasare.

Însă ca și în cazul sistemelor cu un grad de libertate, interesează în primul rând rezolvarea problemei vibrației libere pentru definirea caracteristicilor proprii ale sistemului, prin urmare, se urmărește rezolvarea sistemului de ecuații omogene pentru vibrațiile libere, neamortizate:

$$[m]{\ddot{x}} + [k]{x} = \{0\}$$
(3.3)

Înmulțind ecuația de mai sus cu inversa matricei de inerție $[m]^{-1}$, se obține ecuația matriceală:

$$\{\ddot{x}\} + [d]\{x\} = \{0\} \tag{3.4}$$

în care $[d] = [m]^{-1}[k]$ este matricea dinamică a sistemului.

Astfel problema determinării pulsațiilor proprii și a formei modurilor proprii de vibrație este echivalentă cu problema determinării valorilor proprii și a vectorilor proprii ai matricei dinamice. Metodele matematice utilizate pentru determinarea acestora pot fi clasificate în directe și indirecte. Pentru matricile dinamice de dimensiuni mici se utilizează tehnicile directe precum: Jacobi , Givens (Laskar et al., 2017), Householder (Dubrulle, 2000). Pentru matricile de dimensiuni mari, ca și în cazul unor modele complexe de elemente finite, precum sistemul de capotă studiat, se preferă utilizarea tehnicilor indirecte prin care se obțin doar câteva din modurile de ordin inferior. Exemplele includ: metoda iterației subspațiale, metoda iterației vectoriale simultane, metoda sau algoritmul Lancsoz (Bottega, 2006). Algoritmul Lanczos (Jones, 1989) are avantajul că lucrează cu o matrice tridiagonală mai mică decât matricea originală, ceea ce face procesul de determinare a valorilor și vectorilor proprii mai eficient. Este folosit în situații în care matricea inițială este mare și se dorește o aproximare rapidă a valorilor proprii și vectorilor proprii asociate acesteia.

Aspecte teoretice mai detaliate, pot fi consultate în bibliografii precum (Buzdugan et al., 1979), (Bottega, 2006), (Avitabile, 2018), (Radeș, 2008), (Brincker et al., 2015). Acestea au fost prezentate într-o manieră sintetizată în lucrare pentru a permite înțelegerea atât a obiectivelor cât și a rezultatelor cercetării.

3.3. Selectarea tipului de capotă pentru cercetare

Luând în considerare concluziile formulate în analiza de benchmarking, a fost selectată pentru studiu următoarea structură de capotă, modelată în Catia V6 (Dassault Systemes):



Fig. 3.2 – Elemente componente structură capotă utilizată în studiu

Nr.	Denumire piesă	Grosime (mm)	Material	Modul de elasticitate (MPa)	Coeficientul lui Poisson
1	Panou exterior	0.65	Oțel		
2	Panou interior	0.65	Oțel		
3	Articulații	3.5	Oțel		
4	Ranfort articulații	1.5	Oțel	210000	0.3
5	Ranfort impact pieton	0.68	Oțel		
6	Ranfort cui zăvorâre	2.5	Oțel		
7	Cui zăvorâre	φ8	Oțel		

Având în vedere caracterul liniar al calculelor de rigiditate statică și de analiză modală, caracteristicile prezentate in Tab. 3.1, precum grosimile, modulul de elasticitate și coeficientul lui Poisson sunt suficiente pentru a descrie comportamentul elastic liniar al materialului pieselor componente și pentru construcția matricei de rigiditate utilizate în calculul de analiza modală (Pinzaru et al., 2024a). În acest context, includerea altor caracteristici mecanice, cum ar fi limita elastică sau cea plastică, nu este necesară, deoarece aceste valori devin relevante doar în cazul analizei neliniare care implică comportament plastic sau post-elastic al materialului.

Asamblarea panoului exterior (1) cu panoul interior (2) este realizat pe contur prin intermediul așa numitului proces de sertizarea în care bordul panoului exterior este îndoit peste muchia panoului interior. În zona decupajelor centrale, panoul interior mai conține linii de adeziv care vin în contact cu panoul exterior. Aceste tipuri de asamblare se aplică în principal la panourile de design pentru că permit îmbinarea pieselor fără a genera defecte vizibile la exterior, precum deformațiile cauzate de punctele de sudură spre exemplu.

Ranfortul de articulații (4), fiind o piesa interioară este atașată la panoul interior prin intermediul punctelor de sudură. Sudura prin puncte reprezintă o tehnică ce presupune realizarea unor nuclee de material topit mai apoi solidificat între două sau trei table maxim cu grosimi ce pot varia între 0.5 mm și 5 mm și este larg utilizată în industria auto (Pouranvari et al., 2013).

Ranfortul impact pieton (5), după cum rezultă și din denumire, este utilizat în structura capotei pentru a asigura o deformare controlată în zona de zăvorâre. Acesta se conectează atât la panoul interior cu puncte de sudură cât și la panoul exterior prin intermediul unor linii de adeziv, identice cu cele din zona centrală a capotei.

Asamblarea între cuiul de zăvorâre (7) și ranfortul (6) este realizată prin intermediul cordoanelor de sudură, acestea fiind patru la număr. Spre deosebire de sudura prin puncte, sudura cu cordon presupune utilizarea unui material de adaos care este topit si depus în zona de asamblare sub forma unui cordon continuu (Weman, 2012).

Atât ansamblul ranfort/cui zăvorâre cât și articulațiile capotei sunt atașate la structură prin intermediul unei asamblări filetate cu șuruburi M6. Motivul principal al acestui tip de asamblare este pentru a permite punerea in geometrie a capotei și asigurarea reglajului acesteia pe două direcții X și Y.

Sprijinul pe caroserie al capotei utilizate în cercetare este asigurat în principal de articulații, ansamblul de zăvorâre-broască/cui în partea frontală, două tampoane de menținere în lateral și un cheder de etanșare în zona spate a capotei. Alegerea unei astfel de configurații de echipamente s-a bazat pe rezultatele benchmarking-ului și anume că majoritatea constructorilor utilizează o astfel de soluție tehnică.

Poziția echipamentelor față de axul de rotație al capotei cât și față de centrul de greutate este prezentat în figura de mai jos (coordonatele reprezentate în reperul de origine al vehiculului):



Fig. 3.3 – Poziție echipamente de sprijin capotă pe caroserie

O astfel de poziționare a echipamentelor permite o distribuție uniformă a eforturilor ce intră în structura capotei și asigură un sprijin coerent cu solicitările dinamice induse.

3.4. Preprocesare sistem capotă selectat

În cadrul procesului de simulare cu element finit utilizat în această cercetare, au fost implementate soluții software specializate pentru fiecare etapă esențială a fluxului de analiză, asigurând o abordare integrată și coerentă. Pentru preprocesare a fost utilizat ANSA V23.1.1.1 (BETA CAE Systems), un instrument avansat de inginerie asistată pe calculator, recunoscut pentru capacitatea sa de a gestiona geometrii complexe și de a pregăti eficient modelele pentru analiza numerică, fiind larg utilizat în industria automotive datorită versatilității sale și compatibilității cu diverse standarde și formate de date (BETA CAE Systems, 2023). Etapa de procesare, în care are loc rezolvarea sistemelor de ecuații asociate analizei modale, a fost realizată cu ajutorul software-ului Abaqus V2018 (Simulia, Dassault Systèmes), un solver puternic, capabil să efectueze analize liniare și neliniare, statice, dinamice, și care oferă o librărie extinsă de materiale și algoritmi numerici avansați (Abaqus Theory Manual 6.6, 2006).

Pentru postprocesare, respectiv pentru interpretarea și vizualizarea rezultatelor obținute, a fost utilizat METAPOST V23.1.1.1 (BETA CAE Systems), un mediu performant de analiză grafică, care permite examinarea detaliată a comportamentului dinamic, vizualizarea modurilor proprii de vibrație, analiza frecvențelor naturale și generarea de rapoarte relevante pentru validarea simulării (BETA CAE Systems, 2023). Împreună, aceste aplicații au oferit o platformă robustă și coerentă pentru desfășurarea completă a simulării numerice, permițând o corelare precisă între modelul virtual și comportamentul real al structurii analizate.

3.4.1 Preprocesarea structurii de capotă

Modelul de calcul utilizat în cercetare a fost construit pe baza structurii de capotă complet echipată, definită în sub-capitolul anterior. Pentru discretizarea acesteia în rețeaua de elemente finite, s-au utilizat elementele dedicate procesorului Abaqus după cum urmează:

Componentă model	Tipul elementului			
Panou exterior				
Panou interior	SHELL S"			
Articulații				
Ranfort articulații	• Iriunghiulare (IRIA- 5824 elemente)			
Ranfort impact pieton	• Patrulatere (QUAD-123704 elemente)			
Ranfort cui zăvorâre				
Cui zăvorâre	"SOLID C3D"			
Puncte de sudură	• Hexaedre (HEXA- 11318 elemente)			
Linii de adeziv				
Cordoane de sudură	"MPC (Multi-point constraints)"			
Şuruburi	 Grindă (BEAM- 59 elemente) 			
	DCOUP3D (Distributed coupling three			
Sertizare	dimensional)			
	8608 elemente			
Total- 149968 noduri				

Tab. 3.2 – Tipul elementelor de discretizare utilizate în modelarea structurii de capotă

Elementele de tip "SHELL S" sunt utilizate pentru modelarea structurilor în care o dimensiune, grosimea spre exemplu, este semnificativ mai mică decât celelalte (Abaqus Theory Manual 6.6, 2006), făcându-le ideale pentru modelarea plăcilor subțiri sau tablelor. Acestea au fost utilizate pentru toate componentele din tablă ale structurii analizate.

Cuiul de zăvorâre, punctele de sudură cât și liniile de adeziv au fost modelate utilizând elemente de tip SOLID C3D (continuum stress/displacement three-dimensional element) obținându-se un total de 11318 hexaedre, fiecare element având câte șase noduri. Acest tip de elemente se utilizează în special pentru modelarea volumelor solide și sunt utile pentru analiza comportamentului elastic al materialelor. Principala lor caracteristică este că acestea iau în considerare doar deformațiile de comprimare, destindere și forfecare, în timp ce comportamentul la încovoiere pentru un singur element este neglijat.

Cordoanele de sudură cât și asamblările filetate la nivel de articulații și ranfort cui zăvorâre au fost modelate utilizând elemente MPC (multi-point constraints) de tip BEAM (grindă). Acest tip de element, generează o grindă rigidă între două sau mai multe noduri pentru a constrânge translațiile și rotațiile de la primul nod de translațiile și rotațiile la cel de al doilea nod (Abaqus Theory Manual 6.6, 2006). Experiența a arătat că aceste elemente sunt foarte bune pentru a modela strângerea între piese generată de asamblările filetate și legăturile prin cordon de sudură.

Pentru sertizarea panourilor de capotă cât și legăturile între cordoanele de adeziv, punctele de sudură și piesele asamblate s-au utilizat elemente de tip DCOUP3D (Distributed coupling three dimensional) pentru a permite transmiterea de eforturi și momente de la nodul de cuplaj la nodul sau nodurile elementelor. Acestea se utilizează de obicei pentru a prescrie o condiție de deplasare și rotație la nivelul suprafețelor de legătură între două elemente atunci când este necesară o mișcare relativă între acestea. În comparație cu MPC-urile cuplajul distribuit poate fi considerat o conexiune mai "flexibilă" (Abaqus Theory Manual 6.6, 2006).

La asamblarea tuturor elementelor prezentate mai sus s-a obținut modelul final al structurii de capotă, Fig. 3.4:



Fig. 3.4 – Asamblare model structură de capotă

Dat fiind caracterul liniar al calculelor de rigiditate și analiză modală, pentru proprietățile materialelor pieselor componente din structura de capotă cât și pentru punctele de sudură, s-au introdus doar modulul de elasticitate E = 210000 MPa și coeficientul lui Poisson, $\nu = 0.3$, toate oțelurile având același comportament în domeniul elastic.

3.4.2 Definirea condițiilor la limită pentru calculul de rigiditate statică capotă

Pentru calculul de rigiditate ale structurii de capotă selectată pentru cercetare, s-au definit patru cazuri de analiză globală, considerate ca pre-dimensionante pentru formele modurilor proprii de vibrații, și anume: rigiditate la flexiune frontală, rigiditate la torsiune, rigiditate transversală și rigiditate colț spate capotă. Condițiile la limită cât și condițiile de încărcare pentru fiecare dintre aceste cazuri pot fi vizualizate în Fig. 3.5:



Fig. 3.5 – Definire condiții la limită structură capotă pentru cele patru cazuri de rigidități globale (T_{xyz} și R_{xyz} – translațiile și rotațille pe cele trei direcții)

Astfel pentru rigiditatea la flexiune frontală, capota a fost constrânsă la nivelul axului articulației atât în translație cât și în rotație pentru toate cele trei direcții X, Y, Z, având sprijin doar pe tampoanele de menținere. O forță de 300 N a fost aplicată la nivelul cuiului de zăvorâre, pe direcția de închidere, citindu-se deplasarea în același punct, iar rigiditatea calculându-se ca raportul dintre forță și deplasare.

Pentru rigiditatea la torsiune s-a aplicat același mod de constrângere a axului de articulație, însă cu sprijinul capotei în cuiul de zăvorâre. O forță de 100 N a fost aplicată întrun colț lateral al capotei, normal la suprafață, pe aceeași linie cu punctul de sprijin. Deplasarea a fost citită atât în punctul de aplicare cât și într-un punct simetric, din colțul opus al capotei. Deplasarea echivalentă determinându-se ca media aritmetică a celor două deplasări, stânga și dreapta, iar rigiditatea ca raportul dintre forța aplicată și deplasarea echivalentă.

În cazul rigidității transversale, constrângerea structurii de capotă a fost realizată identic cu cel al rigidității la torsiune. Forța de 100 N însă, a fost aplicată pe direcție transversală, Y, pe muchia capotei, aliniat cu punctul de sprijin la nivelul cuiului de zăvorâre. Deplasarea a fost citită la extremitatea opusă punctului de aplicare și rigiditatea calculată în același mod ca la cazurile anterioare de încărcare.

Pentru rigiditate colț spate capotă, aceasta a fost sprijinită atât pe tampoanele de menținere cât și pe cuiul de zăvorâre, iar la nivelul axului de articulații, blocându-se toate gradele de libertate, mai puțin rotația în jurul axului R_y , simulându-se într-un fel, modul de constrângere a capotei pe caroserie. O forță de 100 de N a fost aplicată la 50 mm de muchiile capotei și deplasare citită, în același punct.

Valorile de forțe aplicate pentru cazurile de încărcare statică au fost atent selecționate astfel încât să nu producă deformații plastice în structură și să se păstreze caracterul liniar al studiului.

3.4.3 Definirea condițiilor la limită pentru calculul de analiză modală liberliber

Analiza modală liber-liber este o tehnică utilizată în inginerie pentru a determina modurile naturale de vibrație ale unei structuri sau sistem mecanic în absența oricăror condiții de legătură sau încărcări externe. În această analiză, se presupune că structura este liberă să vibreze în toate direcțiile și că nu există constrângeri sau încărcări care să influențeze mișcarea sa. Prin urmare, structurii de capotă nu i-au fost impuse constrângeri și condiții la limită. Scopul acestei analize fiind identificarea modurilor proprii de vibrații a capotei asamblate, separat de caroserie pentru a putea evidenția, într-un final, modul în care constrângerile de pe caroserii vor influența comportamentul dinamic al acesteia și forma modurilor de deformație.

3.4.4 Definirea condițiilor la limită pentru calculul de analiză modală pe caroserie

Analiza impactului rigidităților interfețelor de capotă pe caroserie asupra răspunsului modal al acesteia necesită definirea unui model simplificat, care să permită realizarea unui număr mare de iterații. În acest scop, interfețele principalelor echipamente de sprijin cum ar fi: broasca, tampoanele de menținere și axul de articulație au fost modelate utilizând elemente specifice procesorului Abaqus de tip JOINTC. Acestea fac parte din categoria de elemente flexibile compuse din două noduri, având toate cele 6 grade de libertate active, astfel încât permit definirea rigidității pentru fiecare grad de libertate în parte.



Fig. 3.6 – Modelare interfețe caroserie cu elemente de tip JOINTC și definirea gradelor de libertate: 0- grad de libertate neconstrâns; 1- grad de libertate blocat; var.- grad de libertate variabil (T_{xyz} și R_{xyz} – translațiile și rotațille pe cele trei direcții)

Prin urmare, pentru interfețele de la nivelul axului de articulație au fost blocate rotațiile în jurul axelor X și Z, rotația în jurul axei Y lăsându-se liberă, cu rigiditate zero, pentru a permite rotația capotei. Translațiile pe cele trei direcții au fost păstrate libere pentru a putea fi introduse rigiditățile specifice caroseriei, definite în sub-capitolul următor.

Având în vedere că tampoanele de menținere asigură sprijin capotei doar în Z, elementele dedicate interfețelor acestora au toate gradele de libertate blocate , mai puțin translația T_z , aceasta păstrându-se liberă pentru a se putea defini rigiditatea specifică caroseriei în acea zonă.

Considerând tipul de mecanism de zăvorâre utilizat, descris în sub-capitolul anterior, elementul de la nivel de interfață broască are toate rotațiile blocate, translația pe direcția X păstrată liberă cu rigiditate zero, astfel încât cuiul de zăvorâre poate glisa ușor pe această direcție, fiind constrâns doar pe direcțiile Y și Z, pentru care vor fi definite rigidități specifice zonei.

Pentru modelarea tampoanelor de menținere cât și a chederului principal s-au utilizat elemente de tip SPRING (arc), Fig. 3.7. Elementele de tip arc sunt utilizate de obicei pentru a modela arcurile fizice, atât liniare cât și non-liniare.



Fig. 3.7 - Modelare tampoane de menținere și cheder utilizând elemente de tip SPRING

Cele două legi utilizate pentru tampoanele de menținere și chederul principal care descriu comportamentul acestora la comprimare/extindere pot fi vizualizate în graficele din Fig. 3.8:



Fig. 3.8 – Legi de comprimare utilizate pentru tampoanele de menținere și chederul principal

Acestea reprezintă legi standard al unor astfel de echipamente definite specific pentru tipul de capotă utilizat în cercetare.

3.5. Stabilirea configurațiilor pentru iterațiile numerice

Considerând modul de constrângere a capotei pe caroserie prezentat în pre-procesarea modelului de calcul, a fost aplicată varierea rigidității pe cele trei direcții X,Y, Z la nivelul axului de articulație, pe direcția Z pentru interfața tampoanele de menținere și pe direcția Y și Z pentru interfață încuietoare capotă. Pentru fiecare direcție de rigiditate au fost selectate trei nivele de valori: minim, nominal și maxim. Valorile au fost selectate astfel încât cele minime să reprezinte rigidități care pot fi atinse cel mai ușor, fără ranforsarea suplimentară a caroseriei, și respectiv cele maxime reprezentând valori greu de atins, ce implica ranforsări suplimentare și adăugare de piese complexe din punct de vedere geometrie. Valorile nominale fiind la jumătatea intervalului între cele două valori extreme, conform Tab. 3.3.

	Direcție	Factor	Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3
Rigiditate interfață ax	Х	А	500	1000	1500
	Y	В	100	200	300
articulação i vililit	Z	С	500	1000	1500
Rigiditate interfață tampon N/mm	Z	D	300	600	900
Rigiditate interfață broască N/mm	Y	Е	300	600	900
	Z	F	300	600	900

Tab. 3.3 – Valori de rigidități definite pentru fiecare nivel

Pentru simplificarea analizei și evitarea confuziilor cei 6 factori de control utilizați în cercetare au fost redenumiți utilizând primele șase litere ale alfabetului (Tab. 3.3).

Având în vedere numărul de variabile și nivele, abordarea simulărilor numerice în cadrul unui experiment factorial complet ar presupune $3^6 = 729$ iterații, fapt ce ar crește foarte mult timpul de execuție al acestora și ar face practic imposibilă analiza coerentă a efectelor fiecărei
variabile în parte. Pentru a rezolva această problemă, a fost utilizată metoda matricei ortogonale, descrisă în diverse bibliografii, precum (Phadke, 1989), care oferă estimări fezabile ale influenței factorilor studiați prin realizarea unui număr redus de experimente față de metoda clasică în care se variază fiecare factor separat. Astfel, după calcularea gradelor de libertate asociate variabilelor, a fost aleasă o matrice standard de tip L18, provenind din setul de matrici ortogonale standardizate definite de Genichi Taguchi. Aceste matrici au fost dezvoltate în cadrul metodei Taguchi pentru planificarea experimentelor și sunt utilizate pe scară largă pentru optimizarea proceselor și produselor, oferind un mod eficient de a explora influența mai multor factori asupra unui răspuns cu un număr redus de experimente (Phadke, 1989).

Înlocuind valorile factorilor de control definiți în matricea standard L18, s-a obținut matricea desfășurată a iterațiilor numerice în care fiecare linie corespunde cu o anumită configurație de rigidități ale interfețelor studiate, (Tab. 3.4).

	Ax articulație			Tampon	Broa	ască
	Rig. X N/mm	Rig. Y N/mm	Rig. Z N/mm	Rig. Z N/mm	Rig.Y N/mm	Rig. Z N/mm
Nr. exp.	А	В	С	D	Е	F
1	500	100	500	300	300	300
2	500	200	1000	600	600	600
3	500	300	1500	900	900	900
4	1000	100	500	600	600	900
5	1000	200	1000	900	900	300
6	1000	300	1500	300	300	600
7	1500	100	1000	300	900	600
8	1500	200	1500	600	300	900
9	1500	300	500	900	600	300
10	500	100	1500	900	600	600
11	500	200	500	300	900	900
12	500	300	1000	600	300	300
13	1000	100	1000	900	300	900
14	1000	200	1500	300	600	300
15	1000	300	500	600	900	600
16	1500	100	1500	600	900	300
17	1500	200	500	900	300	600
18	1500	300	1000	300	600	900

Tab. 3.4 – Matricea desfășurată a iterațiilor

După finalizarea iterațiilor, s-a realizat o analiză detaliată a rezultatelor, incluzând identificarea parametrilor modali dominanți (frecvențe proprii, forme modale, răspuns local), evaluarea solicitărilor structurale, calculul influenței și interacțiunii factorilor de control (rigiditate), stabilirea configurației optime și validarea acesteia. Această abordare a oferit o înțelegere clară a comportamentului dinamic al capotei.

3.6. Rezultate și discuții

3.6.1 Rezultate rigiditate statică capotă

Rezultatele de rigiditate pentru cele patru cazuri de încărcare definite în sub-capitolul de pre-procesare pot fi vizualizate în Fig. 3.9, post procesarea fiind realizată cu METAPOST:



Fig. 3.9 – Rezultate calcule rigiditate statică structură capotă analizată (Scara animații 50:1)

Rigiditatea la flexiune frontală a fost determinată ca raportul dintre efortul aplicat și deplasarea în punctul de aplicare a acestuia. Astfel s-a obținut o valoarea de 124.5 N/mm. Comparând această valoare cu evaluări similare realizate în cercetările actuale din bibliografii precum (Hamacher et al., 2008), (Bere et al., 2021), (Liang et al., 2019), (Vyas et al., 2020), (Youming et al., 2016), se poate spune că s-a obținut o rigiditate la flexiune cel puțin echivalentă sau chiar superioară capotelor studiate de alți cercetători. De obicei se consideră că o rigiditate mai mare de 80 N/mm pentru acest tip de încărcare statică, este suficientă pentru a asigura o robustețe corespunzătoare părții frontale a capotei astfel încât aceasta să facă față solicitărilor dinamice.

Pentru rigiditatea la torsiune, s-a obținut o valoare de 24.21 N/mm, aceasta fiind determinată ca raportul din efortul aplicat si media aritmetica a deplasărilor din punctul de aplicare efort și punctul simetric opus aplicării. Analiza cercetărilor actuale arată că aceasta valoare este similară cu cele obținute de alți cercetători, o comparație echivalentă neputând fi efectuată din cauza condițiilor diferite de constrângere a capotelor din (Hamacher et al., 2008)

și (Bere et al., 2021). Cu toate acestea, se consideră că o structură de capotă este suficient de rigidă la valori mai mari sau egale ca 15 N/mm, considerând tipul de constrângere utilizat, astfel încât să poată rezista solicitărilor ce vin de la trenul de rulare, fără a genera deformații sau deteriorări vizibile.

Pe direcție transversală, capota studiată, are o rigiditate de 303 N/mm, valoare apropiată celei identificate în lucrări precum (Liang et al., 2019) și chiar superioară fată de capota analizată în (Vyas et al., 2020). Aceasta a fost determinată ca raportul dintre efortul aplicat și deplasarea unui nod din structură simetric opus față de punctul de aplicare a efortului. Deja de la rigidități mai mari de 100 N/mm se poate spune că capota este suficient de rigidă pentru a limita deplasările pe direcție transversală, astfel se poate concluziona că structura aleasă este suficient de robustă pentru acest caz de încărcare statică.

Rigiditatea colt spate caracterizează robustețea structurii de capotă în zona articulațiilor, și poate fi o măsură a deplasărilor zonei pe direcție verticală în cazul solicitărilor dinamice. Sa obținut o valoare de 137 N/mm, aceasta fiind superioară celor identificate în bibliografii precum (Liang et al., 2019). La fel ca și pentru cazul rigidității transversale, o valoare superioară a 100 N/mm este considerată suficientă pentru robustețea capotei.

Se poate concluziona că structura aleasă pentru cercetare are o rigiditate corespunzătoare și în unele cazuri chiar superioară stadiului actual al cercetărilor astfel încât să permită o evaluare corectă a influenței rigidităților caroseriei asupra comportamentului dinamic al capotei.

3.6.2 Rezultate analiză modală liber-liber

În cadrul evaluării structurii în regim liber-liber, au fost extrase toate modurile proprii de vibrație din plaja de frecvențe 0-100 Hz, această plajă fiind considerată reprezentativă pentru cele mai frecvente excitații întâlnite la un autovehicul (Pinzaru et al., 2023), generate de trenul de rulare, motor, solicitări aerodinamice etc.

Această primă configurație presupune că structura este complet liberă, fără constrângeri sau condiții la limită astfel încât aceasta are șase grade de libertate: trei translații pe direcțiile X, Y și Z și trei rotații în jurul acelorași axe. Aceste grade de libertate se regăsesc în primele șase moduri de vibrații extrase din procesarea modelului de calcul, considerate moduri de corp rigid în care structura se miscă ca un tot întreg. Frecventele naturale ale acestor moduri rigide sunt extrem de mici, apropiindu-se de zero, deoarece lipsesc reazemele și reacțiunile care ar putea limita miscarea. Valorile numerice reduse ale acestor frecvențe sunt adesea rezultatul rotunjirilor sau al inexactităților numerice. Prezența a exact șase astfel de moduri este un indicator al corectitudinii modelului. Dacă însă sunt identificate mai multe moduri cu frecvente similare aproape de zero, acest lucru poate indica o eroare în pre-procesarea acestuia.

Analiza efectuată asupra structurii capotei a evidențiat existența a șase moduri de corp rigid, conform datelor din Tab. 3.9:



Tab. 3.5 – Primele șase moduri de corp rigid ale structurii de capotă studiate (Scara animații 7:1)



După cum se poate observa în Tab. 3.5, primele șase moduri de vibrații identificate au frecvențe naturale foarte mici, aproape de zero, și prezintă mișcări echilibrate în raport cu axele de referință, ceea ce reflectă calitatea și stabilitatea modelului de simulare utilizat.

De asemenea, aceste șase moduri nu reprezintă deformări fizice ale structurii capotei, ci doar mișcările și rotațiile sale ca un corp rigid. În vehiculul complet asamblat, atunci când capota este constrânsă pe caroserie, aceste moduri dispar, iar cele asociate cu deformările structurale devin predominante.

În același timp, analiza a relevat un total de 10 moduri de deformare în intervalul de frecvențe 0 - 100 Hz, prezentate în Tab. 3.6:





Primul mod de deformare, identificat la o frecvență de 28.53 Hz, este de tip torsiune, cu mișcări verticale defazate ale extremităților și o zonă centrală aproape staționară. Acest comportament afectează structural panoul interior. Comparativ cu frecvențele raportate pentru capote din oțel – 28.4 Hz (Filina et al., 2020) și 25.7 Hz (Youming et al., 2016) – valoarea obținută indică o rigiditate structurală superioară. Este esențial ca primul mod de vibrație al capotei libere să fie asociat unei frecvențe cât mai mari, pentru a evita suprapunerea cu plaja de frecvențe de excitație dominantă, cu amplitudini maxime între 10 și 25 Hz, cauzate de trenul de rulare (Pinzaru et al., 2023).

Pentru îmbunătățirea primului mod de vibrație, soluțiile posibile includ creșterea rigidității structurale prin adăugarea de nervuri pe panoul interior, mărirea grosimii tablelor sau introducerea de ranforsări în zonele slabe. În plus, analiza a arătat că un factor principal care influențează acest mod este cazul de încărcare statică la torsiune. O pre-dimensionare corectă a capotei, utilizând acest tip de încărcare, poate conduce la o ameliorare semnificativă a comportamentului torsional.

Al doilea mod de vibrație, identificat la 50.21 Hz, se caracterizează printr-o încovoiere a structurii în jurul axei X, însoțită de un fenomen local de pompaj în zona posterioară a panoului exterior. Sincronizarea fenomenului de pompaj cu încovoierea globală determină amplificarea deformației generale, sugerând existența unor regiuni cu rigiditate scăzută. Pentru a diminua acest tip de răspuns, se recomandă conectarea mai fermă a panoului exterior cu structura interioară, prin elemente de fixare suplimentare sau prin utilizarea unor plăcuțe din materiale vâscoelastice, precum bitumul, în zonele cu amplitudini maxime. Astfel de intervenții s-au dovedit eficiente în reducerea vibrațiilor locale (Abbadi et al., 2008).

Al treilea mod de vibrație, observat la o frecvență de 63.43 Hz, implică o a doua formă de torsiune globală. Mișcările verticale de tip pompaj apar pe partea stângă și pe cea dreaptă a axei de simetrie, dar sunt defazate cu 180 de grade, ceea ce accentuează deformarea torsională a întregii structuri. Această defazare amplifică solicitările globale, ceea ce impune o analiză detaliată în procesul de dimensionare a structurii, pentru a preveni efectele distructive și cuplajele dinamice.

La frecvența de 72.82 Hz se manifestă o a doua formă de încovoiere, de această dată în jurul axei Y. Spre deosebire de primul mod de încovoiere, această formă determină o mișcare alternativă față-spate a panoului exterior, care generează solicitări semnificative în zona articulațiilor și în partea frontală a capotei, în special în zona cuiului de zăvorâre. Aceste mișcări indică puncte critice care necesită ranforsări suplimentare, pentru a limita deformările și a proteja integritatea structurală a capotei.

O a treia formă de torsiune este identificată la frecvența de 77.38 Hz, caracterizată printrun fenomen localizat de pompaj vertical al panoului exterior, cu un defazaj pe diagonală. În această frecvență, efectele devin mai localizate, dezvăluind zonele slabe ale structurii care necesită intervenții specifice.

După cum se poate observa și în Tab. 3.6, celelalte forme de mod identificate în plaja de frecvență analizată, reprezintă diverse tipare de torsiune și încovoiere însă care au un efect localizat și nu antrenează întreaga structură de capotă. În același timp, aproape toate modurile extrase prezintă zone de deformații comune la nivelul panoului exterior în zonă dintre articulații fapt ce denotă o zonă de rigiditate scăzută.

3.6.3 Rezultate analiză modală a capotei constrânse pe interfețele de pe caroserie

Scopul principal al realizării analizei modale a capotei constrânse pe interfețele de pe caroserie, constă în evaluarea detaliată a comportamentului său dinamic în condiții reale de utilizare, atunci când aceasta este montată pe vehicul și este supusă constrângerilor mecanice și interacțiunilor structurale impuse de caroserie. În timp ce primele două etape de evaluare numerică – analiza rigidității statice și răspunsul modal liber-liber – au fost axate pe caracterizarea structurală preliminară a capotei ca entitate individuală, acest subcapitol trece la o etapă avansată de investigare, concentrându-se pe condițiile reale de funcționare ale ansamblului.

Analiza aduce în prim-plan comportamentul modurilor de vibrație ale capotei în interacțiune cu caroseria și validează modul în care proiectarea structurală a ansamblului contribuie la stabilitatea dinamică și la evitarea fenomenelor de instabilitate vibrațională. În acest context, cercetarea subliniază importanța optimizării simultane a rigidității capotei și a interfețelor sale de montaj pe caroserie pentru a asigura un echilibru între performanță dinamică și fiabilitate.

Astfel, analiza modală constrânsă are rolul de a răspunde principalelor întrebări ale cercetării: în ce măsură rigiditatea interfețelor de prindere și fixare de pe caroserie influențează comportamentul dinamic global al capotei?

Pentru a se putea răspunde la întrebarea formulată mai sus, s-a realizat calculul de analiză modală pentru cele 18 configurații de rigiditate definite de matricea desfășurată a iterațiilor, Tab. 3.4.

Într-o primă instanță au fost extrase frecvențele proprii și formele de mod pentru primele cinci moduri de vibrații considerate moduri globale de deformație, conform Tab. 3.7.

	A	Ax articulaț	ie	Tampon	Bro	ască					
	Rig. X	Rig. Y	Rig. Z	Rig. Z	Rig.Y	Rig. Z	Moduri proprii de vibrații identificate (Hz)				
	N/mm	N/mm	N/mm	N/mm	N/mm	N/mm					
Nr. exp.	А	В	С	D	Е	F	Rotație Rx	Pompaj Z	Torsiune	Flexiune Ry	Translație X
1	500	100	500	300	300	300	20.26(1)	23.32 (2)	26.62 (3)	32.05 (4)	35.31 (5)
2	500	200	1000	600	600	600	23.2 (1)	25.2 (2)	29.53 (3)	38.2 (5)	33.22 (4)
3	500	300	1500	900	900	900	24.28 (1)	25.89 (2)	31.3 (3)	39.95 (5)	33.56 (4)
4	1000	100	500	600	600	900	21.34 (1)	25.1 (2)	28.89 (3)	37.71 (4)	44.23 (5)
5	1000	200	1000	900	900	300	23.56(1)	23.89 (2)	30.82 (3)	33.95 (4)	44.06 (5)
6	1000	300	1500	300	300	600	23.77 (1)	25.22 (2)	27.47 (3)	36.89 (4)	44.61 (5)
7	1500	100	1000	300	900	600	21.43 (1)	24.95 (2)	29.9 (3)	36.67 (4)	49.33 (5)
8	1500	200	1500	600	300	900	22.86(1)	25.77 (2)	27.51 (3)	38.61 (4)	49.99 (5)
9	1500	300	500	900	600	300	24.4 (2)	23.67 (1)	30.01 (3)	33.65 (4)	49.65 (5)
10	500	100	1500	900	600	600	21.45(1)	25.28 (2)	29.1 (3)	38.36 (5)	32.97 (4)
11	500	200	500	300	900	900	22.96(1)	25.08 (2)	30.03 (3)	39.3 (5)	33.36 (4)
12	500	300	1000	600	300	300	23.69(1)	23.86 (2)	27.73 (3)	32.73 (4)	35.77 (5)
13	1000	100	1000	900	300	900	20.46(1)	25.57 (2)	27.4 (3)	37.91 (4)	44.5 (5)
14	1000	200	1500	300	600	300	23.04 (1)	23.68 (2)	29.37 (3)	34.05 (4)	44.12 (5)
15	1000	300	500	600	900	600	24.25(1)	24.89 (2)	31.12 (3)	36.57 (4)	44.35 (5)
16	1500	100	1500	600	900	300	21.7 (1)	23.82 (2)	30.24 (3)	33.97 (4)	49.15 (5)
17	1500	200	500	900	300	600	22.88 (1)	24.89 (2)	27.48 (3)	36.64 (4)	49.54 (5)
18	1500	300	1000	300	600	900	24 (1)	25.56 (2)	29.84 (3)	38.57 (4)	50.17 (5)
		Me	edia aritme	tică			22.75	24.76	29.13	36.43	42.66

Tab. 3.7 – Rezultate analiză modală a capotei constrânse pe interfețele de pe caroserie

O primă formă de deformare a capotei este reprezentată de rotația în jurul axei X, fenomen ilustrat în Fig. 3.10. Această deformare se manifestă printr-o pivotare a părții frontale a capotei în jurul cuiului de zăvorâre, în timp ce partea din spate, la nivelul articulațiilor, efectuează o mișcare de translație pe direcția transversală Y. Astfel, mișcarea rezultată este una compusă, caracterizată printr-o combinație de rotație și translație, definind o deformare de tip roto-translație.



Fig. 3.10 – Reprezentare grafică formă mod rotație Rx (scară deformații 10:1)

Analiza datelor din prima coloană a Tab. 3.7 de rezultate indică faptul că modul de rotație Rx este predominant ca mod propriu de vibrație al capotei pentru aproape toate configurațiile de rigiditate analizate, cu excepția iterației nr. 9. Această abatere poate fi explicată printr-o combinație de rigiditate transversală maximă, de 300 N/mm, la nivelul axului articulației și o rigiditate redusă pe direcția verticală la nivelul cuiului de zăvorâre.

Din punct de vedere global frecvențele asociate acestui mod de vibrație se situează între 20.26 Hz și 24.4 Hz, cu o medie calculată pe ansamblul configurațiilor de 22.75 Hz.

Forma de deformare specifică acestui mod propriu este similară atât cu modul propriu de torsiune liber-liber, cât și cu deformarea statică observată în condiții de torsiune. În cazul configurației liber-liber, modul de torsiune a fost identificat la o frecvență de 28.53 Hz. În schimb, pentru configurațiile în care capota este constrânsă pe caroserie, frecvența medie corespunzătoare acestui mod a scăzut la 22.75 Hz. Această diferență subliniază influența negativă a constrângerilor structurale impuse asupra capotei în interacțiunea sa cu caroseria, reducând capacitatea de a menține frecvențe proprii mai înalte și afectând astfel performanța globală a sistemului. Cele mai solicitate piese de această formă de deformație fiind cuiul de zăvorâre, articulațiile mobile ale capotei, urmate de panoul interior de capotă.

Modul propriu de pompaj Z, descrie o translație verticală a capotei aflată în defazaj față de prinderile pe caroserie, ceea ce duce la solicitări pronunțate atât în partea frontală a capotei cât și în partea din spate. Valorile de frecvență obținute pentru această formă mod variază între 23.32 Hz și 25.89 Hz cu o medie de 24.76 Hz.



Fig. 3.11 – Reprezentare grafică formă mod pompaj Z (scară deformații 10:1)

În același timp deformațiile generate de acest mod, sunt similare cu cele ale primului mod de încovoiere identificat cu analiza liber-liber, la 50.21 Hz conținând și tipare similare celorlalte moduri de vibrație ale structurii ne-constrânse. Această diferență semnificativă în frecvență denotă sensibilitate acestei forme mod la aplicarea constrângerilor de montaj.

Torsiunea capotei constituie al treilea mod propriu de vibrație identificat în cadrul acestui studiu, frecvențele asociate variind între 26.62 Hz și 31.3 Hz.



Fig. 3.12 – Reprezentare grafică formă mod torsiune (scară deformații 10:1)

Această variabilitate reflectă o sensibilitate pronunțată a comportamentului vibrațional al capotei la schimbările de rigiditate ale caroseriei. Torsiunea se caracterizează printr-o răsucire a întregii structuri a capotei în jurul axei X, însoțită de mișcări alternative, defazate, ale extremităților laterale. În acest mod de vibrație, panoul interior al capotei este cel mai afectat, fiind expus la solicitări mari, în special în zonele critice, cum ar fi articulațiile, cuiul de zăvorâre și tampoanele de susținere.

Forma de mod flexiune Ry are un comportament similar pompajului prin faptul că solicită foarte mult zona din față și zona articulațiilor. Capota descrie o rotație în jurul axei Y, care reprezintă de fapt un pompaj vertical alternativ față/spate, cu deplasări maxime în zona cuiului de zăvorâre. Și în acest caz, mișcarea capotei este în defazaj cu interfețele de pe caroserie ceea ce provoacă tensiuni foarte mari în zonele menționate. Valoare modului de flexiune variază de la 32.05 Hz la 39.95 Hz în cadrul iterațiilor parcurse de unde se poate deduce concluzia că și această formă de mod e sensibilă la variația rigidității caroseriei.



Fig. 3.13 – Reprezentare grafică formă mod flexiune Ry (scară deformații 10:1)

Ultima formă de mod extrasă este translația pe direcția X. Deja din analiza Tab. 3.7, se poate spune că această formă este extrem de sensibilă la variația rigidității pe aceeași direcția a axului de articulație, modul propriu înregistrând o variație de aproximativ 14 Hz între valorile minime și maxime ale acestei rigidități. Capotă execută o mișcare în plan orizontal față/spate inducând deformații și tensiuni foarte mari în articulații cât și în zonele de prindere a acestora pe panoul de structură al capotei.



Fig. 3.14 – Reprezentare grafică formă mod translație Tx (scară deformații 10:1)

3.6.4 Determinarea influențelor factorilor de control

O primă etapă în post-procesarea datelor prin metoda matricei ortogonale constă în estimarea efectelor factorilor de control, în cazul de față influența rigidității caroseriei asupra celor cinci moduri proprii de vibrație. Media aritmetică a frecvențelor pentru fiecare mod a fost calculată astfel:

$$m_{mod} = \frac{1}{18} \sum_{i=1}^{18} f_i = \frac{1}{18} (f_1 + f_2 + \dots + f_{18})$$
(3.5)

unde m_{mod} este media valorilor de frecvență determinată pentru fiecare formă de mod separat, iar f_i - frecvență obținută la fiecare iterație de calcul. Valorile obținute pentru fiecare formă de mod au fost trecute în Tab. 3.7.

Efectul unui nivel al factorului de control asupra rezultatului este definit ca deviația pe care acesta o produce față de media generală (Phadke, 1989). Dacă este să definim m_{A_1} ca media rezultatelor în care factorul A este la nivelul 1 :

$$m_{A_1} = \frac{1}{6}(f_1 + f_2 + f_3 + f_{10} + f_{11} + f_{12})$$
(3.6)

atunci efectul rigidității axului de articulație de 500 N/mm pe direcția X va fi:

$$e_{A_1} = m_{A_1} - m_{mod} \tag{3.7}$$

Aceste calcule au fost realizate pentru fiecare factor și mod de vibrație, iar rezultatele au fost ilustrate grafic, după cum urmează:



Fig. 3.15 – Influența rigidităților asupra modului de rotație Rx al capotei (linia neagră reprezentând media iterațiilor pentru această formă de mod)

Modul de vibrație Rotație Rx este influențat în principal de rigiditatea interfeței axului de articulație pe direcția Y, unde valorile de 200 N/mm și 300 N/mm conduc la frecvențe superioare mediei. Creșterea rigidității de la 100 la 200 N/mm determină o creștere a frecvenței de 9.4%, față de doar 4.25% între 200 și 300 N/mm, ceea ce indică o sensibilitate ridicată sub pragul de 200 N/mm și justifică o ranforsare la 300 N/mm. Al doilea factor ca importanță este rigiditatea interfeței cuiului de zăvorâre pe direcția Y, cu o frecvență maximă la 900 N/mm, dar cu un câștig marginal de doar 0.5% între nivelurile 2 și 3, ceea ce face ca valoarea de 600 N/mm să fie optimă din punct de vedere calitate/cost. Ceilalți factori au influențe reduse asupra acestui

mod: factorul A – 1%, C – 0.7%, D – 1.1%. O excepție notabilă este factorul F, rigiditatea pe direcția Z a cuiului de zăvorâre, unde creșterea rigidității duce la scăderea frecvenței, ceea ce indică amplificarea rotației elementului în jurul punctului de sprijin.

Modul de pompaj Z este influențat în cea mai mare măsură de rigiditatea pe direcția Z a interfeței cuiului de zăvorâre, valoare maximă al modului obținându-se la o rigiditate de 900 N/mm. O valoare redusă a acestei rigidității va amplifica deplasarea capotei pe direcția Z și implicit va degrada această formă de mod. Rata de creștere a frecvenței între F1 și F2, de 5.8 %, este superioară celei între F2 și F3, de 1.7 %, astfel se poate concluziona că doar îmbunătățind rigiditatea pe direcția Z de la 300 N/mm la 600 N/mm, se poate aduce un câștig semnificativ modului de pompaj. În același timp, ranforsarea acestei zone pe caroserie pentru a atinge valoarea de 900 N/mm nu se justifică dat fiind câștigul mic în valoarea frecvenței.



Fig. 3.16 – Influența rigidităților asupra modului de pompaj Z al capotei (linia neagră reprezentând media iterațiilor pentru această formă de mod)

Al doilea factor ca influență este rigiditatea pe direcția Z a axului de articulație, unde o creștere de la 500 la 1000 N/mm duce la o îmbunătățire de 1.4%, iar valori peste acest prag aduc câștiguri minime. Un al treilea contribuitor este rigiditatea pe direcția Z a interfeței tamponului de menținere, care, deși are o influență redusă, poate aduce o creștere totală a frecvenței de aproximativ 1%. Ceilalți parametri, precum rigiditatea pe direcția X a axului de articulație și pe direcția Y a interfeței cuiului de zăvorâre, au efecte neglijabile asupra acestui mod, astfel încât pot fi menținute la valori minime pentru a reduce costurile și complexitatea structurală.

Modul de torsiune al capotei este influențat în cea mai mare măsură de rigiditatea pe direcția Y a interfeței cuiului de zăvorâre, unde valorile de 600 și 900 N/mm duc la frecvențe peste media generală, cu un câștig maxim de +3.2 Hz. Creșterea de la nivelul 1 la 2 aduce o îmbunătățire de 7.6%, iar în general o creștere de 3.7%, ceea ce justifică ranforsarea părții frontale pentru a reduce vibrațiile în torsiune și tensiunile în zona articulațiilor. Rigiditatea pe direcția Y a axului de articulație are și ea un impact semnificativ, oferind un câștig de 0.89 Hz la 300 N/mm. De asemenea, tampoanele de menținere contribuie la stabilizarea acestui mod, cu un aport de aproximativ +0.4 Hz între nivelurile extremale. În schimb, rigiditățile pe direcțiile X și Z ale interfeței axului de articulație, precum și rigiditatea frontală pe direcția Z, au influențe minime, cu variații ale frecvenței sub 1%.



Fig. 3.17 – Influența rigidităților asupra modului de torsiune al capotei (linia neagră reprezentând media iterațiilor pentru această formă de mod)

Rigiditatea pe direcția Z a interfeței cuiului de zăvorâre are un impact major asupra modului de flexiune dinamică Ry, cu o variație a frecvenței între niveluri de aproximativ 5.3 Hz, semnificativ mai mare decât în cazul modului de pompaj (1.79 Hz). Frecvența maximă este atinsă la 900 N/mm, iar creșterea cea mai mare, de 11.4%, apare între nivelurile 1 și 2, în timp ce între nivelurile 2 și 3 creșterea este de doar 3.9%. Acest mod este deosebit de sensibil la rigiditățile sub 600 N/mm, indicând necesitatea unei rigidizări minime a zonei frontale. Totodată, variațiile rigidităților pe direcțiile X și Y ale axului de articulație pot afecta negativ comportamentul în flexiune, în special atunci când rigiditatea pe direcția Y (factorul B) depășește 200 N/mm, ceea ce determină o degradare clară a frecvenței modului propriu și indică existența unui punct critic în răspunsul structural al capotei.



Fig. 3.18 – Influența rigidităților asupra modului de flexiune Ry (linia neagră reprezentând media iterațiilor pentru această formă de mod)

Pentru modul de translație în X al capotei, analiza mediilor a evidențiat un singur factor de control ce contribuie în proporție de aproximativ 99% la această formă de răspuns dinamic și anume rigiditatea pe direcția X la nivelul axului de articulație. Tendința observată este aceeași ca și în cazul modurile de vibrații precedente, creșterea rigidității va contribui la creșterea frecvenței proprii de vibrații pentru această formă de deformație. Atât o valoare de 1000 N/mm cât și valoarea de 1500 N/mm permit poziționarea modului deasupra liniei mediei generale realizată pe ansamblul de 18 iterații. Rata cea mai mare de creștere a modului propriu se obține pentru intervalul de rigiditate 500-1000 N/mm, cu un câștig de aproximativ 10.3 Hz față de

doar 5.33 Hz pentru intervalul 1000-1500 N/mm, fapt ce denotă că modul de translație X al capotei utilizate în cercetare este extrem de sensibil la variațiile rigidității axului de articulație pe direcția X pentru valori sub 1000 N/mm. După cum se poate urmări și în graficul din Fig. 3.45, ceilalți factori de control au un efect practic insesizabil față de media globală, și prin urmare, dacă se urmărește o eficientizare a costurilor caroseriei se pot selecta valorile cele mai mici ale factorilor respectivi, fără a avea un impact asupra rezultatului final al translației X.



Fig. 3.19 – Influența rigidităților asupra modului de translație Tx (linia neagră reprezentând media iterațiilor pentru această formă de mod)

Calculul efectelor pentru fiecare nivel al fiecărui factor studiat, a permis identificarea configurațiilor optime de rigiditate pentru fiecare formă de mod conform Tab. 3.8:

	Rotație Rx	Pompaj	Torsiune	Flexiune Ry	Translație Tx			
A1	-0.11	0.01	-0.08	0.33	-8.63			
A2	-0.02	-0.03	0.05	-0.25	1.65			
A3	0.13	0.02	0.03	-0.08	6.98			
B1	-1.65	-0.08	-0.44	-0.32	-0.08			
B2	0.33	-0.01	-0.01	0.36	-0.28			
B3	1.31	0.09	0.45	-0.04	0.36			
C1	-0.07	-0.27	-0.11	-0.45	0.08			
C2	-0.03	0.08	0.07	-0.09	0.18			
C3	0.10	0.19	0.03	0.54	-0.26			
D1	-0.18	-0.12	-0.26	-0.18	0.16			
D2	0.09	0.01	0.04	-0.13	0.12			
D3	0.09	0.11	0.22	0.31	-0.28			
E1	-0.43	0.01	-1.76	-0.63	0.63			
E2	0.15	-0.01	0.33	0.32	-0.27			
E3	0.28	0.00	1.44	0.30	-0.36			
F1	0.02	-1.05	0.00	-3.03	0.35			
F2	0.08	0.31	-0.03	0.79	-0.32			
F3	-0.10	0.74	0.03	2.24	-0.03			
Predicție	24.73	25.91	31.39	40.54	51.31			
Configurație optimă	A3B3C3D2E3F2	A1B3C3D3E1F3	A2B3C2D3E3F3	A1B2C3D3E2F3	A3B3C2D1E1F1			

 Tab. 3.8 – Calculul efectelor pentru fiecare nivel al fiecărui factor studiat și configurațiile optime (valori optime marcate in verde)

Interacțiunile dintre factorii de control pot influența semnificativ rezultatele și pot genera erori de interpretare, necesitând iterații suplimentare care complică matricea experimentală. Pentru a verifica posibile interacțiuni, au fost analizați factorii cu impact major: B și E pentru modurile de rotație Rx și torsiune, C și F pentru modul de pompaj. În cazul modurilor de flexiune și translație, influența dominantă a unui singur factor face ca eventualele interacțiuni să fie neglijabile. Graficele rezultate sunt prezentate mai jos.



Fig. 3.20 - Interacțiunile factorilor de control: a) Rotație Rx; b) Pompaj Z; c) Torsiune

Se poate observa că în toate cele 3 grafice din Fig. 3.20, liniile nu sunt paralele ceea ce denotă existența unor interacțiuni însă direcția de îmbunătățire nu se schimbă. În acest caz este vorba de interacțiuni sinergice între factorii de control, fapt ce confirmă că efectele determinate anterior cât și configurațiile optime sunt fezabile si deci au un grad de precizie ridicat.

Adițional, pentru o validarea suplimentară a rezultatelor de calculul al efectelor au fost realizate iterații numerice de analiză modală și valorile obținute comparate cu cele obținute prin modelul predictiv, Tab. 3.9

Configurații optime	Metoda	Rotație Rx	, Pompaj Z	Torsiune	Flexiune Ry	Translație X
A 2D2C2D2E2E2	Predicție	24.74	25.38	31.09	37.81	49.18
ASDSCSD2ESF2	Calcul	24.43	25.38	31.29	37.2	50.09
A 1D2C2D2E1E2	Predicție	23.61	25.91	28.02	39.19	34.45
AIDSCSUSEIFS	Calcul	23.81	25.89	27.89	39.94	33.53
A2B3C2D3E3F3	Predicție	24.29	25.74	31.39	38.90	44.19
	Calcul	24.46	25.75	31.31	38.35	44.82
A1B2C3D3E2F3	Predicție	23.21	25.79	29.65	40.54	32.92
	Calcul	23.32	25.82	29.67	39.93	33.38
A3B3C2D1E1F1	Predicție	23.58	23.79	27.66	32.38	51.31
	Calcul	23.62	23.86	27.44	34.1	49.82

Tab. 3.9 – Comparație rezultate predicție vs calcul pentru fiecare configurație optimă identificată (valori frecventă în Hz)

Rezultatele din Tab. 3.9 arată că valorile obținute prin predicție cu ajutorul modelului aditiv și valorile observate în cadrul iterațiilor complementarea realizate sunt foarte apropiate, ceea ce demonstrează că modelul ales este adecvat pentru descrierea dependenței între frecvența modurilor proprii și rigiditățile de interfață a capotei pe caroserie. Acest lucru validează atât modul în care a fost conceput experimentul cât și corectitudinea selectării factorilor de control și permite în continuare, realizarea unor predicții pentru diverse configurații posibile fără a necesita utilizarea analizei numerice. Eroare maximă nu depășește 3 %, ceea ce evidențiază nivelul de precizie al modelului ales, deci se poate afirma că configurațiile optime identificate prin metoda matricei ortogonale asigură câștigul estimat.

La fel din analiza Tab. 3.9 se poate concluziona că o configurație optimă pentru o anumită formă de mod nu va oferi aceeași tendință pentru o altă formă de mod, prin urmare, în cazul în care se urmărește îmbunătățirea simultană a doua sau mai multe forme de moduri de vibrații pot fi aplicate diverse tehnici de luare a deciziilor bazate pe normalizare și scor compozit ponderat (Taherdoost et al., 2023), (Vafaei et al., 2018). Astfel s-a determinat că configurația optimă, valabilă pentru toate cele cinci forme de mod, este: A3B3C2D2E3F3.

O analiză complementară a fost efectuată pentru a evalua influența rigidităților interfețelor de pe caroserie asupra amplitudinii răspunsului dinamic al structurii capotei studiate. În acest scop, au fost calculate funcțiile de răspuns în frecvență în trei puncte de intrare efort în structura de capotă: cuiul de zăvorâre, zona tampoanelor de menținere și zona de fixare a articulațiilor pe panoul interior al capotei. În Fig. 3.21 fiind prezentată funcția de răspuns in frecvență a cuiului de zăvorâre pe direcția Z de deformare.



Fig. 3.21 – Funcția de răspuns în frecvență a cuiului de zăvorâre pe direcția Z

Răspunsul dinamic pe direcția Z al cuiului de zăvorâre este puternic influențat de rigiditatea caroseriei, cu amplificări semnificative în configurația cu rigiditate minimă: +716% pentru modul de pompaj Z (23.5 Hz) și +297% pentru modul de flexiune Ry (32 Hz), comparativ cu configurația optimă. Graficul evidențiază participarea mai multor moduri de vibrație în cazul unei caroserii mai flexibile, indicând o degradare clară a comportamentului structural. Configurația optimă, marcată cu verde, arată o reducere vizibilă a amplitudinilor și o deplasare a frecvențelor către valori mai ridicate (ex. 25.5 Hz, 38.5 Hz), confirmând eficiența rigidizării caroseriei în îmbunătățirea răspunsului dinamic.

În concluzie, optimizarea rigidității caroseriei nu doar că îmbunătățește comportamentul dinamic al capotei, ci contribuie și la reducerea solicitărilor interne și la prevenirea defecțiunilor premature, demonstrând astfel importanța unei analize aprofundate și a unei proiectări adecvate a structurii.

Capitolul 4

Metode și rezultate experimentale privind răspunsul dinamic al capotei

4.1. Introducere

Industria auto este un domeniu complex și dinamic, în care cerințele de siguranță, performanță, eficiență și sustenabilitate sunt într-o continuă creștere. Pentru a răspunde acestor cerințe, producătorii auto se bazează pe o combinație de tehnologii avansate, modelare numerică și, mai ales, pe experimente fizice. Aceste experimente sunt esențiale pentru validarea teoretică și practică a componentelor și ansamblurilor unui vehicul, garantând funcționarea acestora în condiții reale de exploatare.

Deși simulările digitale au evoluat semnificativ, acestea nu pot înlocui complet testele fizice. Motivul principal constă în faptul că simulările depind de modele matematice și presupuneri, care nu reușesc întotdeauna să capteze pe deplin complexitatea lumii reale. În acest context, testele fizice sunt necesare pentru a valida rezultatele simulărilor, pentru a analiza comportamentele reale ale vehiculelor și pentru a identifica variabile neașteptate.

Solicitările dinamice, însă, sunt adesea mai periculoase pentru un sistem mecanic decât cele statice din mai multe motive fundamentale, cum ar fi: rezonanța, fenomenul de oboseală, forțe de inerție. În cazul rezonanței, chiar și forțele dinamice mici pot genera oscilații mari, care pot depăși capacitatea structurală a sistemului, provocând deteriorări sau chiar eșecuri catastrofale.

Răspunsul unui sistem mecanic la o solicitare dinamică este determinat de caracteristicile sale dinamice fundamentale: frecvențele proprii, coeficienții de amortizare și modurile proprii de vibrație. În consecință, răspunsul operațional al sistemului la o excitație dinamică este o combinație a contribuțiilor fiecărui mod propriu de vibrație.

Din punct de vedere experimental, studiul vibrațiilor unui sistem poate fi schematizat după cum urmează, Fig. 4.1.



Fig. 4.1 – Schemă simplificată pentru studiul experimental al vibrațiilor

Astfel un sistem mecanic elastic este supus unei excitații care poate fi atât dinamică, exprimată prin forțe, cupluri sau presiuni, cât și cinematică, definită prin deplasare, viteză sau accelerații, pe când răspunsul ia forma unei deplasări, viteze sau accelerații. Raportul dintre răspuns și excitație evidențiind proprietățile dinamice ale acestuia (Buzdugan et al., 1979). În cadrul testelor fizice, această analiză a comportamentului dinamic mai este cunoscută sub denumirea de analiză modală, deoarece urmărește identificarea modurilor proprii de vibrație ale structurii – frecvențele, formele modale și amortizarea – care definesc răspunsul sistemului la excitații variabile.

Astfel după o primă clasificare generalizată putem distinge două mari categorii de analiză modală experimentală, Fig. 4.2.



Fig. 4.2 – Clasificare generală tipuri de analiză modală experimentală

În varianta clasică, măsurătorile se efectuează în medii controlate, cu excitații aplicate artificial (ciocane modale, vibratoare electromagnetice), ceea ce permite o identificare precisă și repetabilă a parametrilor modali. Aceasta poate fi realizată în regim "liber-liber", simulând condiții fără constrângeri, sau "constrâns", reflectând condițiile reale de montaj – o combinație între cele două oferind o imagine completă a comportamentului structural.

Prin contrast, analiza modală operațională (OMA) nu necesită excitații controlate, ci se bazează pe forțe naturale precum vântul, traficul sau mișcările seismice (What is OMA? Operational Modal Analysis, 2020) sau chiar excitațiile reale generate de rularea vehiculului. Este o metodă non-invazivă, aplicabilă în condiții reale de funcționare, dar cu o precizie mai redusă în estimarea parametrilor modali, în special a participărilor modale.

Pentru o înțelegere completă a răspunsului structural, este recomandată combinarea celor două tipuri de analize: cea clasică, pentru determinarea parametrilor modali, și cea operațională, pentru a evalua contribuția acestora în condiții reale (Avitabile, 2018).

În completare, tehnici moderne precum Strain Modal Analysis (SMA) permit măsurarea directă a deformațiilor folosind mărci tensiometrice, fiind eficiente pentru structuri subțiri, cum ar fi tablele caroseriei (Santos et al., 2016). Totodată, metode non-invazive precum vibrometria laser (Sharma et al., 2019) și Digital Image Correlation (Di Lorenzo et al., 2020) oferă măsurători precise ale deplasărilor și deformațiilor fără contact fizic.

4.1.1 Tehnici de excitație utilizate in analiza modală experimentală

Pentru obținerea caracteristicilor modale ale unei structuri (frecvențe proprii, forme modale și amortizare) este esențială determinarea funcțiilor de răspuns în frecvență (FRF), ceea ce impune utilizarea unei excitații controlate și cunoscute. În analiza modală experimentală sunt folosite două metode principale de excitație: prin impact și prin dispozitive vibratoare (shakere).

Excitația prin impact se realizează folosind ciocane speciale, care pot avea cap dur, moale sau interschimbabil, adaptate în funcție de dimensiunea și rigiditatea structurii. Ciocanele echipate cu senzori piezoelectrici măsoară forța aplicată, asigurând o identificare precisă a parametrilor modali. Această metodă este rapidă și potrivită pentru structuri mici și medii, generând un spectru larg de frecvențe printr-un impuls scurt și controlat.

Excitația cu shaker implică aplicarea de forțe controlate folosind dispozitive electromagnetice, piezoelectrice, hidraulice sau mecanice, fiecare adaptat la domenii diferite de frecvențe și amplitudini. Conectarea la structură se poate realiza prin fixare rigidă, tije semirigide sau cabluri tensionate, în funcție de sensibilitatea și caracteristicile structurii testate.

În funcție de tipul de excitație dorit, se pot utiliza semnale deterministe (sinusoidal sau sinusoidal variabil) pentru investigarea frecvențelor specifice, sau semnale non-deterministe (zgomot alb sau zgomot roz) pentru o excitație globală a spectrului. Zgomotul alb distribuie energia uniform pe toate frecvențele, în timp ce zgomotul roz favorizează frecvențele joase,

oferind condiții mai apropiate de cele naturale și protejând structura împotriva deteriorării (Azizi et al., 2019).

În concluzie, alegerea metodei de excitație și a semnalului adecvat este esențială pentru o analiză modală corectă și relevantă, adaptată tipului de structură și obiectivelor experimentului (Avitabile, 2018; Peeters et al., 2011).

4.1.2 Traductoare utilizate în măsurătorile de vibrații

Vibrațiile unui sistem pot fi caracterizate prin deplasare, viteză sau accelerație, fiecare măsurată cu traductoare specializate (Vornicu, 2017; All-About-Accelerometers, Schaldbrand, 2024). Pentru deplasare se folosesc senzori electromagnetici, capacitativi sau optici, iar pentru viteză – senzori electrodinamici și vibrometre laser. Cel mai frecvent utilizate sunt însă accelerometrele, care măsoara accelerația, datorită sensibilității lor la frecvențe înalte, dimensiunilor reduse, robusteții și adaptabilității la condiții de mediu dificile.

Accelerometrele piezoelectrice sunt cele mai întâlnite în analiza modală, folosind efectul piezoelectric pentru a genera un semnal proporțional cu accelerația aplicată (Vornicu, 2017). Alte tipuri includ accelerometrele piezorezistive și capacitive, bazate pe variația rezistenței electrice, respectiv a capacitanței. Accelerometrele MEMS (Micro-Electro-Mechanical-Systems), dezvoltate recent datorită progreselor în microfabricare, sunt extrem de compacte și capabile să măsoare accelerația statică, inclusiv gravitația (All-About-Accelerometers, Schaldbrand, 2024).

În funcție de aplicație, accelerometrele pot fi uni-axiale, pentru măsurători într-o singură direcție, sau triaxiale, utile pentru captarea vibrațiilor complexe în spațiu tridimensional.

Alegerea accelerometrului optim depinde întotdeauna de scopul experimentului și de specificul fenomenelor de vibrație analizate.

4.1.3 Generalități privind prelucrarea semnalelor

Procesarea semnalelor este esențială în analiza modală, având rolul de a extrage informațiile relevante din măsurătorile de vibrație, afectate frecvent de zgomot sau interferențe externe (Rao et al., 2010). Datele brute, obținute cu ajutorul accelerometrelor sau senzorilor de deplasare, necesită conversia de la semnal analogic la semnal digital, proces ce implică provocări precum aliasingul, zgomotul de cuantizare și scurgerea spectrală (Avitabile, 2018).

Conversia semnalului presupune două etape fundamentale: eșantionarea și cuantizarea. Conform teoremei lui Nyquist, rata de eșantionare trebuie să fie de cel puțin două ori frecvența maximă analizată pentru a evita distorsiunile (Austerlitz, 2003). Cuantizarea discretizează amplitudinea semnalului, introducând zgomot de cuantizare dependent de rezoluția convertorului (Ivanovici et al., 2012).

După digitalizare, semnalele sunt transformate în domeniul frecvenței folosind algoritmul FFT, ceea ce permite analiza clară a componentelor spectrale și determinarea funcției de răspuns în frecvență (FRF), esențială pentru identificarea modurilor proprii și amortizării structurilor (Avitabile, 2018).

Un efect comun în procesarea semnalelor reale este scurgerea spectrală (leakage), care apare atunci când semnalul nu este perfect periodic în intervalul de observație, afectând precizia identificării frecvențelor (Avitabile, 2018). Pentru reducerea acestui fenomen, se utilizează ferestre de ponderare precum cea rectangulară, Tukey, exponențială sau Hanning (Window Types: Hanning, Flattop, Uniform, Tukey, and Exponential, 2019). Fereastra Hanning, de exemplu, asigură o atenuare lină la margini, reducând scurgerea și îmbunătățind rezoluția spectrală, fiind una dintre cele mai folosite în analiza vibrațiilor.

4.1.4 Generalități privind post-tratarea măsurătorilor experimentale de analiză modală

În analiza modală experimentală, după colectarea unui set de date privind funcțiile de răspuns în frecvență (FRF) ale unei structuri, pasul următor este extragerea unui set semnificativ de moduri și a parametrilor modali asociați inclusiv:

- a) frecvențele proprii,
- b) valorile de amortizare,
- c) formele modale.

Acest proces poartă adesea denumirea de ajustare de curbe, deoarece implică utilizarea unei funcții matematice pentru a potrivi datele măsurate cu modelul teoretic al funcției de răspuns în frecvență. Procesul este compus din 4 etape, Fig. 4.3.



Fig. 4.3 – Etapele de extragere a parametrilor modali din măsurătorile experimentale

Prima etapă a procesului constă în selectarea funcțiilor de răspuns în frecvență (FRF) măsurate experimental și a benzii de frecvență de interes, uzual între 0–100 Hz pentru aplicații structurale (Pînzaru et al., 2023). În cazul măsurătorilor pe mai multe direcții sau multiple puncte de excitație, se selectează toate funcțiile disponibile pentru a surprinde modurile globale ale structurii.

Identificarea frecvențelor proprii și a coeficienților de amortizare se realizează utilizând diagrama de stabilitate (Modal Stabilization Diagram Tips, Shaldenbrand, 2024), bazată pe tehnici din domeniul timpului, cum ar fi Ibrahim Time Domain (ITD) (Ibrahim et al., 1977), Eigensystem Realization Algorithm (ERA) (Juang et al., 1985) și Least Squares Complex Exponential (LSCE) (Zrayka et al., 2019), sau din domeniul frecvenței, precum Peak Picking (Maia et al., 1997) și PolyMAX (Peeters et al., 2004).

Validarea parametrilor modali este o etapă esențială pentru asigurarea calității rezultatelor. Printre metodele utilizate se numără: criteriul de asigurare a modului (MAC-Modal Assurance Criterion), care evaluează similaritatea dintre formele modale printr-un scor între 0 și 1 (Pastor et al., 2012); funcția indicator de mod (MIF-Modal Indicator Function), care ajută la distingerea și caracterizarea modurilor proprii (Radeș, 2010); factorul de participare modală (MPF-Modal Participation Factor), care cuantifică influența fiecărui mod asupra răspunsului global (Oh et al., 2015); sinteza modală (MS), utilizată pentru reconstruirea răspunsului total al structurii din combinația modurilor proprii (Modal Testing: A Practical Guide, 2020).

Validarea corectă a parametrilor este crucială pentru a evita erorile în modelarea comportamentului structural, asigurând rezultate utilizabile în proiectare, monitorizare sau simulări dinamice complexe.

4.2 Metode experimentale rigiditate statică structură capotă

Similar simulărilor numerice, validarea experimentală a început cu determinarea rigidității statice a capotei, evaluând comportamentul structural în patru scenarii de încărcare: flexiune frontală, torsiune, rigiditate transversală și rigiditate în colțul spate. Obiectivul a fost compararea răspunsului static măsurat cu cel numeric pentru a valida fidelitatea modelului de simulare. Condițiile la limită au fost aliniate cât mai strâns între cele două metode, deși au existat diferențe minore generate de limitările fizice în aplicarea forțelor și măsurarea deformațiilor.

Pentru evaluarea rigidității la flexiune frontală, structura de capotă a fost fixată pe un banc rigid prin intermediul articulațiilor, sprijinită în zona tampoanelor de menținere și poziționată astfel încât forța aplicată la nivelul cuiului de zăvorâre să fie orientată pe direcția de închidere a capotei pe vehicul, Fig. 4.4a. Toate gradele de libertate ale articulației au fost blocate, inclusiv rotația.



Fig. 4.4 – Configurație experiment rigiditate la flexiune frontală: a) modul de încărcare; b) măsurarea deplasărilor

Forța de încărcare a fost generată prin agățarea unei greutăți calibrate de 300 N de cuiul de zăvorâre, iar deplasările au fost măsurate pe direcție verticală cu ajutorul a două ceasuri comparatoare digitale plasate de o parte și de alta a cuiului de zăvorâre, pe suprafața ranfortului acestuia, Fig. 4.4b. Din cauza limitărilor fizice privind aplicarea controlată a forței de încărcare, nu a fost posibilă măsurarea deplasărilor exact în punctul de aplicare a forței, așa cum s-a realizat în simularea numerică.

Pentru a realiza o măsurare punctuală a deplasărilor, similară cu metoda utilizată în simularea numerică, în zonele desemnate au fost fixate cu plastilină două sfere metalice cu un diametru de 10 mm. Tijele ceasurilor comparatoare au fost aduse în contact direct cu aceste sfere. Deplasarea echivalentă a fost determinată ca media aritmetică a valorilor înregistrate pentru cele două deplasări (stânga și dreapta) iar rigiditatea la flexiune fiind calculată ca raportul dintre forța aplicată și deformarea echivalentă.

Spre deosebire primul caz de încărcare, pentru solicitarea la torsiune, capota a fost sprijinită la nivelul cuiului de zăvorâre prin intermediul unei sfere metalice, Fig. 4.5b, pentru a asigura un sprijin punctual și a permite deplasare și rotirea liberă a cuiului de zăvorâre. Având în vedere suprafața neregulată a capotei, determinată de geometria sa, aplicarea forței verticale a necesitat realizarea a două găuri în colțurile frontale. Greutatea calibrată de 100 N a fost agățată în aceste puncte, încărcarea fiind aplicată separat pentru partea stângă și partea dreaptă a structurii. Deformările pe direcție verticală au fost măsurate cu ajutorul a două ceasuri comparatoare digitale, amplasate la colțurile extreme ale capotei, în apropierea punctelor de aplicare a sarcinii (Fig. 4.5a). Deformarea echivalentă a fost calculată ca media aritmetică a valorilor înregistrate de ceasuri pentru ambele direcții de deformare, atât spre Z+, cât și spre Z-, utilizând relația (4.8). Și în acest caz, pe suprafața de măsurare au fost lipite două sfere metalice de diametru 10 mm iar tijele ceasurilor aduse in contact cu acestea, pentru a asigura o citire a deformației într-un punct.

$$d_{echiv.torsiune} = \frac{Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4}{4}$$
(4.1)



Fig. 4.5 - Configurație experiment rigiditate la torsiune: a) modul de încărcare; b) sprijin capotă

Rigiditatea la torsiune a fost calculată ca raportul dintre forța aplicată și deformarea echivalentă.

În cazul rigidității transversale, capota a fost sprijinită prin intermediul unei plăcuțe metalice, care a restricționat deplasarea în plan orizontal, menținând poziția structurală stabilă, Fig. 4.6b. Forța de încărcare, de 100 N, a fost aplicată pe direcție transversală la muchiile laterale ale capotei, utilizând un dinamometru. Deplasările rezultate au fost măsurate pe muchia opusă, cu ceasuri comparatoare digitale, plasate strategic pentru a captura deformările maxime generate de sarcină, Fig. 4.6a. Deformarea echivalentă s-a determinat ca media aritmetică a valorilor înregistrate pentru cele două direcții de încărcare (stânga și dreapta). Rigiditatea transversală a fost calculată în conformitate cu metodologia aplicată în celelalte cazuri.



Fig. 4.6 - Configurație experiment rigiditate transversală: a) modul de încărcare; b) sprijin capotă

Pentru măsurarea rigidității la colțul spate al capotei, aceasta a fost montată pe o caroserie utilizând principalele interfețe de sprijin, inclusiv broasca, tampoanele de menținere și chederul. Sarcina de 100 N a fost aplicată vertical, cu ajutorul unui dinamometru, într-un punct situat la 50 mm de colțul spate al structurii. Deformarea elastică a fost măsurată în imediata proximitate a punctului de aplicare a forței, în ambele colțuri ale capotei, utilizând un ceas comparator digital.



Fig. 4.7 – Configurație experiment rigiditate colț spate: a) reprezentare schematică; b) zonă aplicare încărcare și citire deplasare

Toate măsurătorile au fost repetate de trei ori pentru fiecare caz de încărcare, pentru a asigura repetabilitatea și validitatea experimentului. Valorile de rigiditate obținute experimental au fost comparate cu cele rezultate din simulările numerice, iar concluziile au fost formulate în ceea ce privește gradul de corelare și comportamentul global al structurii de capotă.

Detaliile echipamentelor utilizate, precum și caracteristicile acestora, sunt prezentate în Tab. 4.1, pentru a oferi o imagine completă asupra metodologiei experimentale aplicate.

Echipament	Model	Producător	Domeniu măsurare	Precizie
Dinamometru	IMADA DST-110A	Imada Inc	0-500 N	0.2 %
Ceas comparator	MarCator 1086 R	Mahr Gruppe	0-100 mm	0.01 mm
Ceas comparator	Helios Preisser 1726506	Helios-Preisser GmbH	0-25 mm	0.005 mm
Cheie dinamometrică	E306-30D	Facom tools	1.5-30 Nm	0.2 %

Tab. 4.1. Caracteristicile echipamentelor utilizate în experimentele de rigiditate statică.

4.3 Metode experimentale analiză modală structură capotă liber-liber

Conform teoriei analizei modale experimentale, determinarea frecvențelor proprii, a formelor modale și a coeficienților de amortizare necesită obținerea funcțiilor de răspuns în frecvență. În acest experiment a fost utilizată metoda ciocanului de impact, datorită avantajelor sale precum aplicarea unei forțe controlate, portabilitatea, costurile reduse și posibilitatea de

colectare rapidă și în timp real a datelor, fiind ideală pentru analize modale nedistructive pe diverse tipuri de structuri.

Structura capotei analizate a fost realizată din oțel de înaltă rezistență. După procesul de fabricație, aceasta a fost cântărită cu exactitate, masa finală fiind de 17.56 kg. Diferența de 0.7 kg față de masa calculată poate fi atribuită reducerii grosimii materialului, un fenomen specific procesului de ștanțare (Zhang et al., 2013).

Pentru a simula condițiile de tip liber-liber, structura capotei a fost suspendată de balamalele mobile cu ajutorul unor cabluri cu rigiditate neglijabilă, așa cum este ilustrat în Fig. 4.8. Această configurație permite măsurarea comportamentului natural al piesei studiate.



Fig. 4.8 – Condiții la limită pentru experimentul de analiză modală liber-liber a structurii de capotă

Geometria utilizată în experiment a fost compusă în total din 43 de puncte de măsură: 22 pe panoul interior și 21 pe panoul exterior. Configurația punctelor grilei a fost creată în utilul Simcenter TestLab V2021.2.1 (Siemens Digital Industries Software) pentru a îmbunătăți vizualizarea și a facilita o analiză detaliată, Fig. 4.9.



Fig. 4.9 – Configurație puncte de măsură, geometrie Testlab (panou exterior-albastru; panou interiorportocaliu)

Numărul și poziționarea punctelor de măsurare au fost stabilite strategic pentru a evidenția modurile de torsiune și încovoiere ale capotei. Colțurile, marginile, axele de simetrie X și Y și centrul de greutate au fost prioritare, iar accelerometrele au fost plasate atât în zone rigide (prinderi de balamale, ranforsări), cât și în zone flexibile (panou exterior, decupaje). Alegerea punctelor a ținut cont și de rezultatele simulărilor numerice, vizând zonele de amplitudine maximă, dar și de constrângerile practice legate de forma complexă a panourilor. Pentru o acoperire completă, s-a adoptat o distribuție uniformă și simetrică a punctelor de măsurare.

Măsurătorile răspunsurilor în fiecare punct selectat au fost realizate cu ajutorul a 43 de accelerometre tri-axiale piezoelectrice cu circuit integrat (ICP), model PCB 356A32 (PCB Piezotronics). Aceste dispozitive au fost aliniate cu cadrul de referință al vehiculului, corespunzător axelor X, Y și Z. Accelerometrele au fost fixate pe structură utilizând adezivul Loctite 454 (Henkel Adhesive Technologies) fiind lipite toate în același timp pentru a se evita fenomenul de migrare a masei (Modal-Stabilization-Diagram-Tips, Schaldenbrand, 2024) astfel încât toate răspunsurile s-au obținut printr-o singură achiziție.

Pentru a alinia accelerometrele in sistemul de referință a vehiculului, respectiv axele X, Y și Z, dată fiind geometria neregulată a panourilor, pe structura de capotă s-au trasat axele X și Y, Fig. 4.10a, iar pentru alinierea cu axa Z s-a folosit o pastă modelatoare bi-component pe bază de oțel Repair Stick Stahl (Weicon) care are proprietăți de întărire după un anumit timp. Cu ajutorul pastei bi-component s-au modelat zone de așezare normale la axa Z al sistemului de referință selectat, exemplu în Fig. 4.10b.

În scopul asigurării unei precizii sporite la alinierea accelerometrelor cu cele trei axe de referință a fost conceput un dispozitiv specific cu două fante perpendiculare pentru alinierea cu axele X și Y si respectiv cu o nivelă cu bulă lipită în partea superioară, pentru alinierea cu axa Z, conform Fig. 4.11. Dispozitivul a fost montat pe fiecare accelerometru separat în momentul lipirii pe structură a acestuia și menținut până la întărirea materialului bi-component.



Fig. 4.10 - Poziționare accelerometre în sistemul de referință global al vehiculului, axele X, Y, Z



Fig. 4.11 – Dispozitiv aliniere și orientare accelerometre

Specificațiile tehnice principale ale modelului de accelerometru folosit sunt detaliate în Tabelul 4.2.

Tab. 4.2. Specificații tehnice accelerometru PCB 356A32 (https://www.pcb.com/products?m=356a32).

Sensibilitate (±10%)	10.2 mV/(m/s^2)	
Domeniu de măsurare	±491 m/s ² pk	
Domeniu de frecvență (±5%)	1.0 to 4000 Hz	er all
Dimensiune – Înălțime	11.4 mm	
Dimensiune – Lungime	11.4 mm	
Dimensiune – Lățime	11.4 mm	IN BOT
Greutate	5.4 g	

Pentru zona de excitație a fost ales punctul de zăvorâre al capotei de pe cuiul de zăvorâre, datorită faptului că este suficient de rigid și reprezintă unul dintre punctele de intrare efort în structura de capotă, solicitat în numeroase scenarii de performanță, precum închiderea bruscă, durabilitatea sau chiar siguranța pasivă. Excitația a fost aplicată pe toate cele trei direcții, -X, +Y, +Z, în sistemul de referință al vehiculului, pentru a excita toate modurile proprii posibile ale capotei, conform Fig. 4.12.



Fig. 4.12 – Direcțiile de excitație (săgețile galbene) la nivelul cuiului de zăvorâre.

Un ciocan de impact PCB, model 086D05 (PCB Piezotronics), echipat cu un capăt de cauciuc, Tab. 4.3, a fost utilizat pentru a excita structura, iar o medie de patru impacturi pe direcție a fost realizată în punctele de excitație pentru achiziția realizată. Motivul efectuării mai multor impacturi într-o singură sesiune este îmbunătățirea acurateței și fiabilității măsurătorilor,

precum și reducerea zgomotului. Media răspunsurilor multiple crește raportul semnal-zgomot, facilitând identificarea caracteristicilor dinamice reale ale sistemului.

Tub. 4.5: Specificații telinice clocali Teb 000D05 (https://www.peb.com/piotacis.in=000d05).						
Sensibilitate (±10%)	0.23 mV/N					
Domeniu de măsurare	±22,240 N pk					
Domeniu de frecvență	≥22 kHz					
Diametru cap	25 mm					
Diametru vârf	6.3 mm					
Lungime	227 mm					
Greutate	320 g					

Tab. 4.3. Specificații tehnice ciocan PCB 086D05 (https://www.pcb.com/products?m=086d05).

Pentru achiziția datelor a fost utilizat sistemul hardware LMS SCADAS Mobile, model SCM09 (Siemens Digital Industries Software), împreună cu o stație de lucru dotată cu softwareul LMS TestLab Impact Testing, versiunea V2021.2.1 (Siemens Digital Industries Software). Dispozitivul SC 316 poate gestiona un număr mare de canale de intrare, ceea ce permite colectarea simultană a datelor de la mai mulți senzori și asigură măsurători precise, indispensabile pentru o analiză fiabilă. Integrarea cu LMS TestLab oferă o platformă intuitivă pentru configurarea experimentelor și vizualizarea datelor, ceea ce simplifică procesul de configurare a testelor și interpretarea rezultatelor de către ingineri.

Deși banda de frecvență de interes pentru analiza modală structurală este cuprinsă între 0 și 100 Hz, datele au fost achiziționate pentru o bandă extinsă, până la 512 Hz, toate detaliile privind parametrii de achiziție fiind prezentate în Tab. 4.4.

Fereastra de răspuns cu atenuare exponențială a fost utilizată pentru a izola datele relevante și a filtra zgomotul din semnalul măsurat. În mod obișnuit, acest tip de fereastră este folosit în experimentele de testare la impact pentru a forța, de asemenea, răspunsul sistemului să fie periodic în cadrul unui interval de eșantionare, permițând astfel aplicarea algoritmului FFT (Fast Fourier Transform).

Bandă de frecvență utilă	0–512 Hz				
Frecvența de eșantionare	1024 Hz				
Bandă de trecere	512 Hz				
Număr de linii spectrale	2048				
Rezoluție de frecvență	0.25 Hz				
Fereastră de răspuns cu atenuare exponențială	100%				
Număr de medieri	4				
Excitație perpendiculară pe suprafata de impact, scurtă și fără ricoseu					

Tabelul 4.4. Parametrii de achiziție utilizați în experiment.

Datele brute înregistrate de accelerometrele tri-axiale în domeniul timp au fost prelucrate ulterior cu ajutorul lanțului de analiză LMS TestLab (SIEMENS). Etapele procesului de post-procesare au fost următoarele:

- 1. Curățarea și filtrarea datelor: Eliminarea componentelor de zgomot și a frecvențelor nerelevante prin utilizarea unei benzi de trecere și aplicarea unei ferestre de ponderare.
- 2. Transformarea datelor din domeniul timp în domeniul frecvență: Realizată cu algoritmul FFT (Fast Fourier Transform) și calculul Funcțiilor de Răspuns în Frecvență (FRF) prin raportarea răspunsului la excitație.
- 3. Calculul densității spectrale de putere și a densității spectrale încrucișate: Pentru datele de intrare și ieșire, împreună cu funcția de coerență (Avitabile, 2018).
- 4. Medierea Funcțiilor de Răspuns în Frecvență (FRF): Răspunsurile măsurate în mai multe puncte spațiale au fost mediate pentru a obține o imagine de ansamblu a

comportamentului sistemului, asigurând că parametrii modali extrași (frecvențele proprii, amortizarea și formele modale) reflectă întreaga structură și nu sunt influențați doar de un punct singular.

- Determinarea parametrilor modali: Utilizând metode de analiză cu mai multe grade de libertate, cum ar fi algoritmul PolyMAX (Peeters et al., 2004) și(Peeters et al., 2005).
- 6. Validarea parametrilor modali: Realizată prin utilizarea Funcției Indicator Modal (MIF- Modal Indicator Function) (Radeş et al., 2010), a diagramei de stabilitate (Modal-Stabilization-Diagram-Tips, Schaldenbrand, 2024) și a Criteriului de Asigurare Modală MAC- Modal Assurance Criterion (Pastor et al., 2012).

După extragerea și validarea detaliată a parametrilor modali ai structurii pentru capota frontală a vehiculului, s-a realizat o analiză de corelare între rezultatele experimentale și cele obținute prin simulări cu elemente finite.

Un indicator principal utilizat în acest proces a fost Criteriul de Asigurare Modală (MAC) (Pastor et al., 2012), care evaluează gradul de similitudine între formele modale experimentale și cele simulate. Valorile MAC sunt cuprinse între 0 și 1, unde valorile apropiate de 1 indică o concordanță ridicată între modelele de deformare, demonstrând că modurile obținute experimental sunt bine reprezentate în simulare. În schimb, valorile apropiate de 0 arată o lipsă de similitudine între modurile analizate.

Pentru compararea frecvențelor proprii obținute din cele două seturi de date, a fost utilizat un grafic al diferențelor de frecvență. Acest grafic evidențiază abaterile dintre frecvențele naturale ale modurilor, semnalând eventuale discrepanțe în distribuțiile de masă și rigiditate dintre modelul numeric și structura fizică. Împreună, MAC și graficul diferențelor de frecvență au oferit un cadru amplu pentru validarea corectitudinii modelului numeric și a măsurătorilor experimentale.

4.4 Metode experimentale analiză modală structură capotă constrânsă pe caroserie

Obiectivul principal al experimentului de analiză modală a capotei constrânse pe caroserie a fost confirmarea și validarea rezultatelor teoretice privind modul în care rigiditatea structurală a caroseriei influențează comportamentul dinamic al capotei. Acest experiment, integrat în faza finală a cercetării, a reprezentat o etapă crucială pentru corelarea datelor experimentale cu cele teoretice și pentru fundamentarea concluziilor privind interacțiunea dintre componentele structurale.

Pentru realizarea acestui ultim experiment, a fost fabricată o unitate frontală de caroserie complet echipată, ilustrată în Fig. 4.13, pe care s-a montat o capotă dotată cu toate accesoriile necesare, având o masă totală de 18.2 kg. Diferența de masă față de capota utilizată anterior în cadrul analizei modale liber-liber este atribuită adăugării unor componente precum materialele de insonorizare, furtunurile pentru spălarea parbrizului și alte elemente funcționale auxiliare. Alegerea unei caroserii echipate integral a fost esențială pentru a asigura prezența tuturor interfețelor de sprijin necesare pentru capotă și pentru a reproduce condițiile reale de montaj. Ca și în cazul modelului numeric, capotă montată pe caroserie a fost sprijinită pe broască, tampoane de menținere, articulații și cheder principal de etanșare.

Caroseria utilizată în experiment a fost echipată cu accesorii și componente structurale esențiale, precum principalele elemente de suspensie și jugul motor. Totuși, nu a inclus sistemul de propulsie sau trenul de rulare, pentru a elimina influențele generate de acestea asupra comportamentului dinamic al ansamblului analizat. Alegerea configurației a urmărit izolarea și analiza cât mai precisă a efectelor rigidității caroseriei asupra răspunsului capotei. Pentru a garanta o rigiditate structurală adecvată a unității de caroserie utilizate în experiment, s-au implementat măsuri suplimentare de consolidare, având în vedere că aceasta a fost decupată dintr-o caroserie completă. Astfel, în zonele de decupare au fost sudate plăci din tablă de oțel cu o grosime de 3 mm, conform Fig. 4.13. Aceste intervenții au avut rolul de a restabili continuitatea și integritatea structurală în regiunile critice. În plus, s-a adăugat o traversă de fixare pentru planșa de bord, componentă esențială pentru sporirea rigidității și asigurarea unei geometrii corecte a unității. Combinarea acestor măsuri cu prezența altor elemente structurale, cum ar fi jugul motor, a contribuit la realizarea unei structuri coerente și stabile.



Fig. 4.13 – Unitate frontală de caroserie utilizată în experiment

Pentru excitarea unității față a fost utilizat un dispozitiv vibrator de timp masă vibrantă (MAST- Multi Axial Simulation Table) model MTS 323.10 (MTS Systems Corporation).



Fig. 4.14 – Masă vibrantă model MTS 323.10 (www.mts.com. Accesat în 11/11/2024)

Masa vibrantă MTS model 323.10 este un echipament avansat utilizat pentru simularea vibrațiilor în aplicațiile tehnice. Acest model utilizează un sistem servo-hidraulic pentru a

genera vibrații precise și controlate având șase actuatori hidraulici, asigurând cele șase grade de libertate conform Fig. 4.14.

Specificațiile tehnice ale bancului de teste utilizat sunt centralizate în Tab. 4.5.

Specificație	Unități	Valori
Dimensiunea mesei	m	1.5 x 2.2
Plaja de excitație	Hz	0-50
Sarcina maximă	Kg	500
Forta maximă actuator	1-NI	± 35.6 (vertical Z)
Forța maxima actuator	KIN	±25 (lateral XY)
		\pm 75 (vertical Z)
Deplasare liniară	mm	\pm 75 (lateral Y)
		\pm 75 (longitudinal X)
		± 6.8 (ruliu)
Deplasare unghiulară	grade	\pm 8.5 (tangaj)
		\pm 8.5 (girație)
		700 (vertical Z)
Viteză liniară	mm/s	1000 (lateral Y)
		750 (longitudinal X)
		5.0 (vertical Z)
Accelerație liniară	g	3.3 (lateral Y)
		2.4 (longitudinal X)

Tab. 4.5 – Specificații tehnice masă vibrantă MTS model 323.10 (www.mts.com. Accesat în 11/11/2024)

Structura supusă testării a fost fixată în mod rigid pe masa vibrantă, utilizând un ansamblu de prindere proiectat pentru a asigura o fixare fermă și o transmitere optimă a eforturilor de excitație.



Fig. 4.15 – Metodă de atașare unitate față pe bancul MTS

Sistemul de prindere a constat în două profile de oțel cu secțiune în formă de L, amplasate strategic în partea posterioară a structurii, pe placa de întărire, și două profile metalice de formă trapezoidală, montate la nivelul flanșelor de amortizare. Această soluție de prindere,

ilustrată în Fig. 4.15, a fost aleasă pentru a garanta o distribuție uniformă a solicitărilor dinamice transmise de masa vibrantă către structura testată.

Pentru stabilirea coordonatelor de amplasare a accelerometrelor, s-au utilizat aceleași principii precum cele descrise în subcapitolul anterior: selectarea extremităților capotei, axelor de simetrie și a zonelor cu amplitudini maxime determinate prin analiza numerică. Punctele de măsurare au fost alese exclusiv pe suprafața panoului exterior al capotei, întrucât analiza modală experimentală în condiții de sprijin liber-liber a demonstrat că acest lucru este suficient pentru captarea modurilor globale de vibrație.

În completare, pentru a obține o imagine mai detaliată a interacțiunii dintre capotă și caroserie, s-au adăugat puncte suplimentare de măsurare în zonele principale de interfață, cum ar fi broasca, tampoanele de menținere și fixarea articulațiilor. Motivul adăugării acestor puncte a fost pentru a putea surprinde mișcarea relativă între caroserie și structura de capotă.

În urma procesului de selecție, s-a obținut un total de 27 de puncte de măsurare: 22 localizate pe panoul exterior al capotei și 5 pe caroserie, conform distribuției reprezentate în Fig. 4.16.



Fig. 4.16 – Configurație puncte de măsură, geometrie Testlab (verzi-puncte panou exterior; roșii- puncte caroserie)

Complexitatea structurii testate cât și metoda de excitație aleasă nu a permis integrarea experimentului în cadrul metodei de analiză modală clasică în care se măsoară atât excitația cât și răspunsul structurii. Astfel a fost utilizată metoda analizei modale operaționale (Brincker et al., 2015) în care s-a măsurat doar răspunsul structurii iar parametrii modali fiind extrași cu ajutorul funcțiilor de auto-corelație și corelație încrucișată sau intercorelației-cross correlation (Shen et al., 2003).

Pentru acest scop, a fost adăugat un punct de măsurare la nivelul lonjeronului din partea stângă față. Acesta (Fig. 4.17), împreună cu captorul EXT1 (Fig. 4.16), au fost utilizate ca puncte de referință pentru calcularea funcțiilor de corelare încrucișată. Alegerea punctului de măsurare pe lonjeron ca punct de referință s-a bazat pe considerente structurale, întrucât lonjeronul, fiind în consolă față de baza caroseriei, este supus celor mai intense vibrații. Punctul de măsurare EXT1, situat pe capotă, a fost selectat ca punct de referință suplimentar, datorită poziționării sale diagonale față de lonjeronul ales.



Fig. 4.17 – Accelerometru de referință montat la nivelul lonjeronului stânga al caroseriei

Răspunsurile structurale în fiecare punct selectat au fost măsurate utilizând 28 de accelerometre triaxiale piezoelectrice cu circuit integrat model PCB 356A32 (PCB Piezotronics). Pentru alinierea precisă a accelerometrelor cu axele de referință, s-a utilizat același dispozitiv ca și în cazul analizei modale liber-liber, ilustrat în Fig. 4.11.

Pentru excitarea structurii, au fost utilizate două tipuri principale de semnale: sinusoidale variabile și non-deterministe de tip zgomot roz. Semnalele sinusoidale variabile au fost alese datorită capacității lor de a genera excitații precise la frecvențe bine definite, facilitând o analiză controlată și detaliată a răspunsurilor modale. Acestea au fost aplicate pe toate cele trei direcții principale de translație (X, Y, Z) pe o plaja de frecvență de la 0.6 Hz la 100 Hz cu o rată de creștere a frecvenței de 1Hz/s și o amplitudine descrescătoare cu 1/f conform exemplului din Fig. 4.18a.



Fig. 4.18 – Semnale de excitație utilizate în experiment: a) Sinus variabil; b) Zgomot roz

Pe de altă parte, semnalul de tip zgomot roz, care se caracterizează printr-o distribuție energetică uniformă pe o gamă largă de frecvențe, au fost utilizat pentru a simula excitații ambientale complexe, similare cu cele întâlnite în condiții operaționale reale. Spre deosebire de excitația cu sinus variabil, excitația cu zgomot roz a fost aplicată pe toate cele șase grade de libertate simultan.

Astfel, combinarea semnalelor sinusoidale variabile cu semnalul de zgomot roz a asigurat o metodă robustă și diversificată de excitație, permițând atât investigarea răspunsurilor punctuale, cât și a comportamentului global al structurii. Această abordare integrată a contribuit la o caracterizare mai precisă și mai realistă a parametrilor modali, oferind un cadru complet pentru analiza comportamentului dinamic al structurii testate.

Pentru a valida concluziile referitoare la influența rigidităților caroseriei asupra răspunsului dinamic al capotei motorului și pentru a verifica acuratețea modelului numeric utilizat în iterarea matricei ortogonale descrise în Capitolul 3, experimentul a fost conceput pe baza a două configurații distincte, denumite generic: configurația rigidă și configurația slabă.

Configurația rigidă a fost reprezentată de caroseria complet echipată, în timp ce configurația slabă a fost realizată prin modificări structurale deliberate, constând în eliminarea unor fixări din partea frontală a caroseriei pentru a reduce rigiditatea interfeței cuiului de zăvorâre și a tampoanelor de menținere

Rigiditățile interfețelor corespunzătoare celor două configurații sunt prezentate în Tab. 4.6 și au fost determinate prin calcule numerice, având în vedere complexitatea tehnică ridicată a măsurării directe prin metode experimentale. Corelarea dintre rezultatele numerice și cele experimentale pentru rigiditățile statice s-a dovedit a fi foarte bună, confirmând astfel fiabilitatea metodei utilizate.

	140.		in de rigiditate t			¥
Configuratie		Ax articulație		Tampon	Bro	asca
experiment	Rig. X	Rig. Y	Rig. Z	Rig. Z	Rig. Y	Rig. Z
experiment	N/mm	N/mm	N/mm	N/mm	N/mm	N/mm
Rigidă	1282	187	1333	431	649	621
Slabă	1282	187	1333	240	210	420

Tab. 4.6 – Configurații de rigiditate testate în experiment

Conform datelor din Tab. 4.6, valorile de rigiditate pentru configurația rigidă se încadrează în intervalele analizate numeric.

În cazul configurației slabe, zona articulației a fost menținută intactă, reducerea rigidității fiind realizată doar la nivelul interfeței cuiului de zăvorâre și al tamponului de menținere.

Din cauza limitărilor tehnice asociate modificărilor structurale realizate, rigiditățile obținute pentru direcția Z a tamponului de menținere și direcția Y a cuiului de zăvorâre sunt sub pragul de 300 N/mm, ieșind astfel din intervalul studiat. Totuși, acest aspect nu afectează validitatea influenței rigidității caroseriei asupra răspunsului dinamic al capotei. Dimpotrivă, valorile reduse ale acestor rigidități pot confirma și valida fezabilitatea modelului numeric utilizat.

În același timp au fost realizate și calculele de mod propriu asociate celor două configurații din Tab. 4.6, spre a fi comparate cu rezultatele experimentale și utilizate în procesul de validare finală a modelului utilizat. Valorile obținute au fost centralizate în Tab. 4.7:

Tab. 4. 7 – Rezultate numerice moduli proprir pentru cele doua comigurații utilizate în experiment						
Configurație	Rotație Rx	Pompaj Z	Torsiune	Flexiune Ry	Translație X	
Rigidă	23.14 Hz	25.29 Hz	29.74 Hz	37.07 Hz	47.73 Hz	
Slabă	21.64 Hz	24.44 Hz	25.59 Hz	35.38 Hz	47.56 Hz	

Tab. 4.7 – Rezultate numerice moduri proprii pentru cele două configurații utilizate în experiment

Având în vedere că analiza cu element finit a evidențiat contribuția majoră a rigidităților modificate asupra modurilor de vibrație asociate pompajului, torsiunii și flexiunii Ry, este de așteptat să se observe diferențe semnificative în valorile frecvențelor determinate experimental pentru aceste forme de mod.

Achiziția măsurătorilor a fost realizată cu ajutorul utilului Simcenter Testlab Signature V2021.2.1 (Siemens Digital Industries Software), pentru ambele tipuri de semnale de excitație fiind utilizată o durată de achiziție de 60 de secunde. Post-tratarea rezultatelor măsurătorilor a fost efectuată prin intermediul Simcenter TestLab V2021.2.1 (Siemens Digital Industries

Software) utilizând modulul integrat de analiză modală operațională (OMA in Simcenter Testlab, 2020)

Într-o primă etapă, au fost selectate toate răspunsurile brute ale accelerometrelor în domeniul timp, împreună cu cele două referințe definite anterior, separat pentru fiecare tip de excitație: Sinus X, Sinus Y, Sinus Z și Zgomot roz. Pentru cele trei tipuri de excitație sinusoidală, referințele au fost stabilite pe baza răspunsurilor din direcțiile de excitație. Astfel, pentru excitația Sinus X, au fost utilizate ca referințe răspunsurile captorului EXT1 și ale celui montat pe lonjeron în direcția X. Procedura a fost similară și pentru excitațiile Sinus Y și Sinus Z.

În cazul excitației cu zgomot roz, doar componentele pe direcția Z au fost selectate drept referințe, aceasta fiind direcția principală de deformare a structurii analizate. Alegerea componentei Z a permis focalizarea asupra comportamentului dinamic dominant al structurii, simplificând analiza și sporind precizia identificării modurilor proprii prin utilizarea unui semnal de excitație aleatoriu.

Ulterior, în cadrul procesului de analiză, au fost calculate funcțiile de autocorelație și funcțiile de corelație încrucișată (intercorelație) descrise în bibliografii precum (Ciuc et al., 2005), (Oppenheim et al., 1996). Aceste funcții au fost utilizate pentru a evalua relațiile dintre răspunsurile structurale înregistrate, atât în cazul unei analize individuale a răspunsurilor (autocorelație), cât și pentru a analiza legăturile dintre acestea și referințele selectate (corelație încrucișată).

Pe baza acestor funcții de corelație, au fost ulterior calculate spectrele de putere proprie (Autopower spectra) și spectrele de putere încrucișate (Cross-Power Spectra) (Avitabile, 2018). Transformarea funcțiilor de corelație din domeniul timp în domeniul frecvență s-a realizat prin aplicarea Transformatei Fourier.

Parametrii utilizați pentru calculul funcțiilor descrise mai sus au fost centralizați în Tab. 4.8.

Tip excitație	Număr de decalaje temporale discrete (τ)	Tip fereastră de ponderare
Sinus variabil	4000	Exponențială 100%
Zgomot roz	1500	Exponențială 50%

Tab. 4.8 – Parametri utilizati în	procesul de calculare a functij	ilor de corelatie si densitate s	pectrală de putere
Tub. 1.0 I urument utmzați m	procesar de carcarare à ranoun	noi de corciação și densitate s	peenana ae parere

Numărul de decalaje temporale utilizat este asociat cu funcțiile de corelare pentru calculul funcțiilor de densitate spectrală de putere și putere încrucișată, influențând rezoluția frecvenței, similar duratei de achiziție în analiza FFT. După cum se observă în Tab. 4.8, parametrii de calcul au variat în funcție de tipul de semnal: pentru semnalul sinusoidal variabil s-a utilizat un număr mai mare de decalaje temporale și o fereastră de ponderare exponențială 100%, pentru a obține o rezoluție fină și a capta precis comportamentul dinamic. În schimb, pentru zgomotul roz, care stimulează întreaga bandă de frecvențe simultan, s-a utilizat un număr mai mic de decalaje și o fereastră de ponderare de 50%, evitând redundanța și limitând zgomotul de fond.

După calcularea spectrelor de putere, parametrii modali au fost extrași conform metodei utilizate în analiza modală liber-liber, folosind diagrama de stabilitate pentru identificarea frecvențelor proprii, coeficienților de amortizare și formelor modale. Validarea rezultatelor s-a realizat prin criteriul MAC și analiza funcției sintetizate. Ca și în analiza numerică, au fost selectate doar primele cinci moduri de vibrație, relevante pentru comportamentul structural dominant. Detaliile complete ale extracției și rezultatelor sunt prezentate în subcapitolul 4.7

4.5 Rezultate experimentale rigiditate statică structură capotă

Rezultatele celor trei măsurători privind rigiditatea la flexiune frontală au fost integrate în Tab. 4.9. Sub o încărcare de 300 N, măsurătorile au indicat o deformare medie de 3.03 mm pe partea stângă și 3.04 mm pe partea dreaptă, rezultând o medie globală de 3.035 mm. Pe baza acestor date, rigiditatea la flexiunea frontală a capotei a fost calculată la 98.84 N/mm.

Nr. măsurătoare	Deformare punct stânga Deformare punct dreap		
1	3.03 mm	3.05 mm	
2	3.04 mm	3.03 mm	
3	3.03 mm	3.06 mm	
Medie măsurători	3.03 mm	3.04 mm	
Media globală	3.035 mm		
Rigiditate	98.84 N/mm		

Tab. 4.9 - Rezultate măsurători rigiditate la flexiune frontală

Comparativ, simulările numerice au indicat o rigiditate de 124.5 N/mm, ceea ce reflectă o discrepanță, cu un grad de corelare de 79.4 %. Această diferență poate fi explicată prin limitările modelului de calcul, care a utilizat ipoteze simplificatoare și valori standard pentru proprietățile materialelor, cum ar fi modulul de elasticitate, ce pot diferi semnificativ față de valorile reale. În plus, materialele utilizate în realitate pot prezenta variații locale sau anizotrope, care nu sunt captate integral de modelul numeric. Procesul de fabricație și asamblare contribuie, de asemenea, la aceste diferențe, prin fenomene precum subțierea pieselor datorată ambutisării (Zhang et al., 2013), ce determină variații locale ale rigidității și influențează comportamentul structural global. De asemenea, reproducerea fidelă a condițiilor la limită și a condițiilor de încărcare într-un experiment fizic poate fi dificilă. În cazul flexiunii frontale, aplicarea forței utilizând o greutate calibrată la nivelul cuiului de zăvorâre nu a permis măsurarea directă a deformării în punctul de aplicare, așa cum se realizează în modelul numeric. Totuși, corelarea generală obținută este considerată acceptabilă pentru o structură complexă, cum este capota, fiind comparabilă cu rezultatele raportate în articole precum (Bere et al., 2021).

În același timp, diferența de 20% între rigiditatea determinată numeric și cea experimentală poate influența, de asemenea, modurile de vibrație care descriu deformații similare celor obținute cu acest tip de încărcare, cum ar fi modul de pompaj sau cel de flexiune, anticipând o frecvență mai mică în experimentul fizic pentru aceste forme modale.

Măsurătorile obținute în urma solicitării la torsiune au fost centralizate în Tab. 4.10. Pentru cele patru săgeți (stânga și dreapta, Z1-Z4), s-a calculat o medie globală a deformărilor de 4.05 mm, ceea ce a condus la o rigiditate determinată experimental de 24.69 N/mm. În acest caz, s-a observat o corelare excelentă cu rezultatele simulării numerice, care indicau o rigiditate de 24.21 N/mm, cu o diferență nesemnificativă. Rigiditate obținută în măsurătoarea experimentală fiind lejer superioară. Nivelul ridicat de coerență între rezultatele experimentale și numerice poate fi explicat prin faptul că în cazul solicitărilor la torsiune, sarcinile sunt distribuite mai uniform asupra structurii, ceea ce face ca răspunsul sistemului să fie mai predictibil și mai apropiat de ipotezele din modelul numeric.

Nr. măsurătoare	Z1	Z2	Z3	Z4
1	4.58 mm	3.28 mm	4.78 mm	3.65 mm
2	4.52 mm	3.25 mm	4.73 mm	3.61 mm
3	4.54 mm	3.31 mm	4.75 mm	3.63 mm
Medie măsurători	4.54 mm	3.28 mm	4.75 mm	3.63 mm
Media globală	4.05 mm			
Rigiditate	24.69 N/mm			

Tab. 4.10 - Rezultate măsurători rigiditate torsiune

Solicitarea la torsiune este mai puțin influențată de variațiile locale, precum grosimea materialului sau efectele anizotrope, comparativ cu flexiunea, unde comportamentul global depinde semnificativ de proprietățile locale ale materialului și de condițiile la limită. Configurația structurală utilizată pentru torsiune, cu sprijin doar la nivelul articulațiilor și al cuiului de zăvorâre, a permis obținerea unui răspuns global uniform, mai puțin afectat de aceste variații locale. Prin urmare, este de așteptat ca și modurile proprii de vibrație asociate torsiunii să prezinte o similitudine mai mare între rezultatele numerice și cele experimentale.

Valorile de rigiditate statică obținute pentru capotă studiată sunt apropiate de valorile descrise de diverse bibliografii precum: (Vyas et al., 2020) și (Filina et al., 2020).

Nr. măsurătoare	Deformare punct stânga	Deformare punct dreapta	
1	0.37 mm	0.43 mm	
2	0.35 mm	0.41 mm	
3	0.34 mm	0.43 mm	
Medie măsurători	0.353 mm	0.423 mm	
Media globală	0.388	3 mm	
Rigiditate	257.7	N/mm	

Tab. 4.11 - Rezultate măsurători rigiditate transversală

Rigiditatea transversală a fost determinată la o valoare de 257.7 N/mm, ceea ce reprezintă 85% din valoarea obținută în analiza numerică (303 N/mm). Diferența poate fi atribuită faptului că, în timpul aplicării unei forțe pe direcția transversală, capota, din cauza constrângerilor la nivelul articulațiilor, efectuează o mișcare combinată de translație și o ușoară torsiune (pe direcția Z). Astfel, se măsoară o mișcare compusă, în timp ce analiza numerică a luat în considerare doar deformarea pe componenta Y separat. Având în vedere valorile foarte mici ale deformărilor și geometria capotei în zona punctului de măsurare, este practic imposibil să se separe deplasarea pe cele două axe. Cu toate acestea, valoarea obținută este similară cu cele descrise în bibliografiile din cadrul stadiului actual al cercetărilor: (Liang et al., 2019), (Bere et al., 2021), (Vyas et al., 2020).

Se poate remarca o diferență semnificativă între valorile de deformare obținute pentru partea stângă și cele corespunzătoare părții drepte. Această variație evidențiază faptul că structura capotei nu prezintă o simetrie perfectă, un aspect ce poate fi atribuit influenței proceselor de fabricație și asamblare asupra geometriei și comportamentului structural. Această constatare subliniază importanța unor metode riguroase de control al calității în etapele de producție pentru a minimiza astfel de deviații. De asemenea, este relevant de menționat că, spre deosebire de rezultatele experimentale, în cadrul analizei numerice, capota este tratată ca fiind perfect simetrică, ceea ce va conduce implicit la diferențe între cele două abordări.

În cazul rigidității colțului spate, valoarea obținută experimental, de 173.6 N/mm, a fost superioară celei rezultate din analiza numerică, de 137 N/mm, conform Tab. 4.12. Diferența de aproximativ 27% poate fi explicată prin faptul că, în cadrul experimentului, deplasarea a fost

măsurată la aproximativ 15 mm de punctul de aplicare a sarcinii, din motive ergonomice, în timp ce în analiza numerică, deplasarea a fost prelevată direct în punctul de aplicare.

Este evident că deformarea maximă se obține în punctul de aplicare a sarcinii. Totuși, din cauza limitărilor echipamentelor utilizate, acest lucru nu a fost posibil în experiment. Pentru a corela mai bine analiza numerică cu măsurătorile experimentale, modelul de calcul a fost ajustat, prelevând o valoare a deplasării la 15 mm de punctul de aplicare. În urma acestei corectări, rigiditatea numerică recalculată a fost de 156 N/mm, ceea ce a redus diferența față de experiment la doar 11.2%. Această ajustare a îmbunătățit semnificativ nivelul de corelare.

	8	
Nr. măsurătoare	Deformare colț stânga	Deformare colț dreapta
1	0.58 mm	0.59 mm
2	0.56 mm	0.61 mm
3	0.55 mm	0.57 mm
Medie măsurători	0.563 mm	0.59 mm
Media globală	0.576	5 mm
Rigiditate	173.6	N/mm

Tab. 4.12 - Rezultate măsurători rigiditate colț spate

În cadrul cercetărilor actuale, au fost obținute valori inferioare pentru acest caz de încărcare inclusiv pentru capote fabricate din fibră de carbon (Liang et al., 2019).

Pentru a evalua în mod riguros repetabilitatea experimentului, au fost analizați mai mulți indicatori statistici relevanți. Printre aceștia se numără abaterea standard care măsoară dispersia datelor față de media lor, coeficientul de variație ce exprimă gradul de variabilitate relativă raportat la media valorilor, și intervalul de variație, care reflectă diferența dintre valorile extremă minimă și maximă (Navidi et al., 2010). Toate aceste metrici au fost calculate pentru fiecare dintre condițiile experimentale analizate, rezultatele fiind detaliate în Tab. 4.13.

Caz încărcare	Abaterea standard	Coeficientul de	Intervalul de
		variație	variație
Flexiune stânga	0.0058 mm	0.19 %	0.01 mm
Flexiune dreapta	0.0153 mm	0.5 %	0.03 mm
Torsiune Z1	0.0306 mm	0.67 %	0.06 mm
Torsiune Z2	0.03 mm	0.91 %	0.06 mm
Torsiune Z3	0.0252 mm	0.53 %	0.05 mm
Torsiune Z4	0.02 mm	0.55 %	0.04 mm
Transversală stânga	0.0153 mm	4.32 %	0.03 mm
Transversală dreapta	0.0115 mm	2.73 %	0.02 mm
Colt spate stânga	0.0153 mm	2.71 %	0.03 mm
Colt spate dreapta	0.02 mm	3.39 %	0.04 mm

Tab. 4.13 – Analiza repetabilității experimentului

Analiza prezentată în Tab. 4.14 confirmă o repetabilitate deosebit de ridicată a măsurătorilor, evidențiată prin variații extrem de mici între valorile obținute. Cele mai bune rezultate din punctul de vedere al coerenței se observă la măsurătorile pentru rigiditatea la flexiune, urmate îndeaproape de cele aferente rigidității la torsiune și colțului spate. Acest nivel de consistență subliniază un control experimental riguros și o reproductibilitate excelentă a datelor obținute.
4.6 Rezultate experimentale analiză modală structură capotă liber-liber

Datele pentru toate punctele de măsurare au fost colectate într-o singură sesiune, rezultând 129 de răspunsuri asociate celor trei puncte de excitație, adică 387 de funcții FRF. După capturarea semnalelor cu un analizor FFT, pentru fiecare semnal s-a calculat densitatea spectrală de putere prin înmulțirea cu conjugatul complex, obținându-se o distribuție reală a energiei pe frecvențe (Spectrum versus Autopower, 2020; Avitabile, 2018).

Calitatea excitației a fost verificată preliminar prin analiza densității spectrale de putere, reprezentată în Fig. 4.19, asigurând o distribuție adecvată a energiei în intervalul 0–100 Hz, cu o atenuare sub 10 dB, conform standardelor (Avitabile, 2018). Această validare a confirmat că excitația aplicată este corespunzătoare pentru activarea modurilor structurale relevante.

Ulterior, pentru analiza relației excitație-răspuns s-a calculat densitatea spectrală de putere încrucișată și s-a folosit funcția de coerență, verificând că răspunsurile măsurate reflectă excitația reală și nu sunt afectate semnificativ de zgomot (Avitabile, 2018).



Fig. 4.19 – Densitatea spectrală de putere a excitației pentru toate cele 3 direcții

Funcția de coerență, prin definiție, reprezintă raportul dintre densitatea spectrală de putere încrucișată și densitățile spectrale de putere ale celor două semnale.



Fig. 4.20 – Exemple de funcții de coerență calculate: corelare ridicată (curba verde), corelare medie (curba portocalie) și corelare scăzută (curba roșie)

Aceasta oferă o evaluare a gradului de corelare între semnale la fiecare frecvență, variind de la 0 (lipsă de corelare) la 1 (corelare perfectă) (Avitabile, 2018). În Fig. 4.20 sunt prezentate trei exemple de funcții de coerență calculate: corelare ridicată (curba verde), corelare medie (curba portocalie) și corelare scăzută (curba roșie).

Curba verde din Fig. 4.20 arată o funcție de coerență apropiată de 1, indicând o legătură puternică între excitație și răspuns, cu scăderi la 28.7 Hz și 66.73 Hz asociate cu anti-rezonanțe. Curba portocalie prezintă variații ale coerenței între 0.65 și 1 în banda joasă (sub 30 Hz), sugerând prezența zgomotului din vibrații slabe sau montaj defectuos al cablurilor. În structuri complexe, o coerență între 0.7 și 1 este considerată acceptabilă (Avitabile, 2018). Curba roșie indică o măsurătoare cu mult zgomot, cel mai probabil dintr-un accelerometru montat incorect, caz în care sunt necesare re-verificări. Funcțiile de coerență au fost calculate pentru toate cele 387 de răspunsuri, iar măsurătorile care au avut coerență sub 0.7 au fost repetate.

Pentru extragerea și validarea parametrilor modali ai structurii capotei, a fost utilizat fluxul standard de analiză modală a utilului utilul Simcenter TestLab V2021.2.1 (Siemens Digital Industries Software). Procesul a început prin selectarea datelor modale, folosind toate cele 387 de funcții de răspuns în frecvență obținute de la cele trei referințe, conform Fig. 4.21. Analiza simultană pe scară liniară a funcțiilor FRF a permis verificarea convergenței vârfurilor rezonante și identificarea posibilelor anomalii locale (Pînzaru et al., 2024b). Graficul arată o fuziune clară a vârfurilor de rezonanță de la 2.18 Hz, primele trei vârfuri fiind bine separate, însă după 48.88 Hz apar moduri foarte apropiate. Un fenomen distinct este observat la 68.02 Hz și 74.36 Hz, unde un senzor pe direcția Z înregistrează o amplitudine dublă față de ceilalți, indicând prezența unui mod de vibrație localizat.



Fig. 4.21 – Selecția funcțiilor de răspuns in frecventa determinate experimental (LMS Testlab)

După selecția datelor, funcțiile de răspuns în frecvență au fost sumate complex pentru a obține o singură curbă globală, ilustrată în Fig. 4.22 (curba roșie). Această sumare a combinat corespunzător componentele reale și imaginare ale FRF-urilor, păstrând informațiile despre amplitudine și fază (Avitabile, 2018). Extragerea frecvențelor proprii, formelor modale și coeficienților de amortizare s-a realizat inițial prin metoda clasică peak picking, prin identificarea vârfurilor de amplitudine pe curba rezultată (Maia et al., 1997).



Fig. 4.22 - Suma complexă a FRF-urilor selectate și identificarea vârfurilor de amplitudine (LMS Testlab)

Prin aplicarea metodei inițiale de extracție, au fost identificate 12 moduri proprii ale structurii, iar coeficienții de amortizare ζ % aferenți fiecărui vârf au fost calculați utilizând metoda jumătății de putere (Half Power Bandwidth Method) (Olmos et al., 2009). Rezultatele, prezentate în tabelul din partea superioară a Fig. 4.22, evidențiază variații semnificative ale amortizării între diferitele moduri. Spre exemplu, pentru modul localizat la frecvența de 63.26 Hz, s-a obținut un coeficient de amortizare de 8.24 %, o valoare considerabil mai mare decât cele tipice pentru structurile metalice, unde se așteaptă în general valori mai mici (Mevada et al., 2016). Analiza curbei FRF sumate relevă, de asemenea, mici variații în proximitatea frecvențelor de 2.28 Hz și 3.27 Hz, precum și între vârfurile de la 85.17 Hz și 98.85 Hz. Aceste variații pot indica existența unor moduri apropiate ca frecvență, situație în care separarea clară a modurilor devine dificilă folosind metoda peak picking.

Astfel, pentru structuri complexe, cum ar fi capotele vehiculelor, metoda selectării vârfurilor prezintă limitări în identificarea modurilor apropiate sau suprapuse, ceea ce îngreunează estimarea exactă a coeficienților de amortizare

Cercetările actuale, precum (Pînzaru et al., 2024b), au demonstrat că cea mai eficientă metodă de extracție a parametrilor modali pentru structurile complexe cu multe grade de libertate este metoda Polymax (Peeters et al., 2004) și(Peeters et al., 2005). Aceasta face parte din categoria metodelor de identificare în domeniul frecvenței și utilizează funcțiile de răspuns în frecvență (FRF). Metoda se bazează pe un model polinomial pentru a aproxima matricea FRF în funcție de polii sistemului (asociați modurilor de vibrație). Spre deosebire de metodele tradiționale, Polymax are avantajul de a separa clar modurile dominante și de a reduce interferențele dintre ele, făcând identificarea mai robustă și mai precisă. În acest scop a fost utilizat modulul Polymax Modal Analysis al utilului LMS Testlab.

Extracția parametrilor modali în cadrul acestui modul presupune parcurgerea mai multor etape. Ca și în cazul metodei clasice, inițial, au fost selectate funcțiile de răspuns în frecvență și bandă de frecvență de interes, Fig. 4.23. Chiar dacă banda de frecvențe de interes este 0 - 100 Hz, în cadrul acestei etape a fost selectată o bandă un pic mai mare de 0- 105 Hz pentru a prinde modurile de vibrații poziționate în proximitatea frecvenței de 100 Hz. În general se recomandă poziționarea cursorului benzii de frecvență în zonele de antirezonanță pe curba FRF pentru a evita trunchiere informației modale (Getting Started with Modal Curve Fitting, siemens.com, 2020).



Fig. 4.23 – Selectarea funcțiilor de răspuns în frecvență și a bandei de frecvență, metoda Polymax (LMS Testlab)

Ca pas secundar, diagrama de stabilitate a fost utilizată pentru identificarea modurilor stabile prin examinarea comportamentului polilor determinați în cadrul mai multor iterații. În Fig. 4.24, fiecare mod este reprezentat printr-un șir de litere pe diagramă, evidențiind variațiile frecvenței naturale și ale coeficientului de amortizare în timpul analizei: o - pol nou; f - frecvență considerată stabilă; d - frecvență și amortizare; v - frecvență și vector de participare modală; s - toate caracteristicile (Avitabile, 2018).



Fig. 4.24 – Diagrama de stabilitate și funcțiile de indicator modal, metoda Polymax (LMS Testlab). Funcția de răspuns în frecvență-curba roșie; Funcțiile de indicator modal- curba verde, albastră și mov

Metoda Polymax presupune realizarea mai multor iterații cu polinomi de grad superior până la obținerea unui polinom stabil care se suprapune perfect pe funcția de răspuns în frecvență și separă clar modurile proprii. Procesul continuă iterativ până când rezultatele converg către o soluție stabilă din punct de vedere frecvență, vector modal și coeficient de amortizare.

Pentru a sprijini procesul de selecție a modurilor semnificative, o funcție de indicator modal (Radeș, 2010) a fost adăugată pe diagrama de stabilitate, așa cum este ilustrat în Fig. 4.24. De regulă, numărul funcțiilor de indicator de mod este egal cu cel al referințelor, în acest caz fiind trei, corespunzător celor trei direcții de excitație (Avitabile, 2018). Funcția de indicator modal este construită astfel încât să atingă valori minime (aproape de zero) în corespondență cu frecvențele modurilor proprii de vibrație ale structurii, evidențiind astfel prezența acestora. Se poate observa în graficul din Fig. 4.24 că, între frecvențele 72.6 Hz și 77.47 Hz, două dintre cele trei funcții (reprezentate de curbele verde și albastră) scad aproape de zero, chiar dacă pe curba FRF apare un singur vârf de amplitudine. Acest comportament indică prezența a două moduri de vibrație apropiate.

Inițial au fost extrase toate modurile stabile conform diagramei de stabilitate și centralizate în Tab. 4.14.

Indice Mod	Frecvență (Hz)	Coeficient de amortizare $\zeta(\%)$
1	3.119	0.32
2	5.018	2.43
3	28.385	1.23
4	48.765	0.91
5	63.122	1.38
6	65.673	1.29
7	68.041	0.98
8	71.707	0.61
9	74.437	1.39
10	75.730	1.59
11	86.513	1.12
12	91.504	1.20
13	92.058	0.84
14	98.536	1.56
15	101.186	0.98

Tab. 4.14 – Parametrii modali extrași inițial utilizând metoda Polymax

Extracția inițială a evidențiat 15 moduri proprii de vibrații în banda de frecvență analizată, indicând un comportament dinamic complex al structurii. Printre acestea se remarcă două moduri cu frecvențe foarte joase, la 3.119 Hz (modul 1) și 5.018 Hz (modul 2), care pot fi asociate cu mișcări de corp rigid, unde întreaga structură vibrează în fază cu excitația. Valoarea diferită de 0 Hz a acestor moduri se explică prin condițiile la limită impuse în test, în care capota a fost suspendată cu două cabluri, generând o constrângere față de condiția ideală liber-liber.

De asemenea, au fost identificate grupe de moduri cu frecvențe apropiate: modurile 5 și 6 (63.122 Hz și 65.673 Hz), 8, 9 și 10 (71.707 Hz, 74.437 Hz, 75.730 Hz), respectiv modurile 12 și 13 (91.504 Hz și 92.058 Hz). Această proximitate sugerează posibile interacțiuni dinamice între moduri, care pot afecta semnificativ răspunsul vibrațional al structurii, mai ales dacă excitația externă se află în apropierea acestor frecvențe.

Pentru validarea parametrilor extrași, s-au calculat formele modale corespunzătoare fiecărui mod identificat. Pentru o interpretare și vizualizare clară a acestor forme, se recomandă utilizarea formei reale, care se concentrează exclusiv pe amplitudinea mișcării și presupune o distribuție uniformă a fazei (Pînzaru et al., 2024b).

Calculul formelor modale a confirmat că primele două moduri identificate corespund modurilor de corp rigid, și anume rotația în jurul axei Y și rotația în jurul axei Z ale structurii de capotă (Tabelul 4.15). Formele modale obținute sunt similare celor identificate în analiza numerică. Totuși, spre deosebire de analiza numerică, în experiment au fost identificate doar două dintre cele șase moduri de corp rigid, deoarece capota nu a avut condiții ideale de tip liberliber, fiind suspendată cu ajutorul a două cabluri.



Tab. 4.15 – Modurile proprii de corp rigid ale structurii de capotă, identificate experimental

Având în vedere că modurile de corp rigid nu reprezintă moduri de deformare structurală, acestea au fost eliminate din setul extras inițial



Fig. 4.25 – Matrice MAC pentru modurile de vibrație extrase inițial

În continuare a fost calculat criteriul de asigurare modală (MAC- Modal Assurance Criterion) în care formele modale au fost comparate cu ele însăși în cadrul aceluiași set de date (AutoMAC), Fig. 4.25.

Valorile între 0 și 100 % ale unei matrici MAC sunt proporționale cu gradul de corelare dintre formele modale analizate. Astfel încât un mod analizat cu el însuși trebuie sa afișeze o valoare egală cu 100 % pe când acelasi mod analizat cu altele trebuie să indice valori apropiate de 0 %. Un grad de corelare ridicat între două frecvențe distincte poate indica anumite erori de calcul, un răspuns tranzitoriu al structurii sau un număr insuficient de puncte de măsurare (Pastor et al., 2012).

Pe lângă modurile de corp rigid, matricea de MAC din Fig. 4.25 arată o corelare de 61.44 % între modul de 63.122 Hz și cel de 65.673 Hz. În același timp, modul de 65.673 Hz este similar în proporție de 51.9 % cu modul de vibrație de 71.707 Hz. O analiză aprofundată a formelor de deformare a evidențiat faptul că răspunsul structurii la 65.673 Hz reprezintă un răspuns tranzitoriu influențat de modurile adiacente de vibrație și prin urmare nu reprezintă un mod unic al acesteia. Modul de 71.707 Hz este similar cu alte trei moduri de vibrație: 28.385 Hz (21.67%), 63.122 Hz (43.89%) și respectiv 91.504 Hz (48.192%). Și în acest caz este vorba de un răspuns tranzitoriu, cu o formă de deformare obținută din participarea celor trei moduri de vibrație. Considerând cele prezentate mai sus, modul de 65.673 Hz și modul de 71.707 Hz precum și modurile de corp rigid au fost eliminate din set. La fel și modul la 101.186 Hz a fost eliminat, datorită faptului că se află în afara plajei de frecvențe de interes obținându-se matricea MAC re-calculată din Fig. 4.26.



Fig. 4.26 – Matrice MAC re-calculată

Valorile pe diagonala principală (Fig. 4.26) sunt aproape de 100%, ceea ce indică o corelare foarte bună între formele modale corespunzătoare. Acest lucru sugerează că formele modale sunt bine identificate și separate. Valorile din afara diagonalei sunt în general mici (mai puțin de 30%), indicând faptul că modurile sunt bine diferențiate între ele fiecare având o formă de deformare specifică. Corelare de 26.9 % între modul 8 și modul 9 poate fi generată de zone comune de deformație. O metodă de reducere a corelării între modurile care au zone comune de deformație este utilizarea unui număr mai mare de puncte de măsurare. În general însă s-a obținut o matrice cu o corelare bună și o separare rezonabilă a modurilor de vibrații. Acest lucru sugerează că metodele de identificare modală utilizate sunt fiabile.

O etapă finală în validarea modurilor de vibrații determinate experimental a constat în calcularea funcției de răspuns în frecvență sintetizată (Pasha et al., 2014) și compararea acesteia cu funcțiile de răspuns în frecvență obținute experimental. Astfel, rezultatele corelării globale și ale erorii globale sunt prezentate în Tab. 4.16.

Tab. 4.16 – Corelarea globală și eroarea global	lă a funcției de răspuns în frecvență sintetizată
$C_{1} = 1_{2} = 1_{1$	C1 0/

Corelarea globală (%)	64 %
Eroare globală (%)	43%

Un exemplu de funcție sintetizată, corelată în proporție de 98 % cu funcția de răspuns în frecvență determinată experimental este prezentat în Fig. 4.27.



Fig. 4.27 – Funcție FRF sintetizată (curba verde) vs Funcție FRF măsurată (curba roșie), corelare 98 %

Nivelul relativ scăzut de corelare globală nu indică neapărat o extragere inexactă a parametrilor modali, ci poate fi influențat de prezența unui număr mare de moduri localizate sau de existența unor zone ale structurii cu răspuns redus. Acest aspect conduce la o suprapunere limitată între funcțiile de răspuns în frecvență obținute pe direcțiile X, Y, Z și funcția sintetizată (Pînzaru et al., 2024b).

Parametrii dinamici ai structurii de capotă obținuți și validați în urma procesului descris sunt prezentați în Tabelul 4.17.







Structura de capotă analizată prezintă 10 moduri proprii de vibrație în intervalul 28.385– 98.536 Hz, cu coeficienți de amortizare între 0.84% și 1.59%, specifici structurilor cu amortizare moderată (Pînzaru et al., 2024b). Primul mod (28.385 Hz, $\zeta = 1.23\%$) este un mod global de torsiune, comparabil cu cele din literatura de specialitate (Zhang et al., 2013; Youming et al., 2016; Filina et al., 2020; Pînzaru et al., 2024c). Al doilea mod (48.765 Hz, $\zeta =$ 0.91%) implică flexiune și pompaj posterior, fiind bine distanțat de primul cu 20.38 Hz, ceea ce minimizează riscul de cuplaj dinamic.

Modurile 3–5 (63.12–74.44 Hz) corespund unor forme globale de torsiune și încovoiere, cu amortizare între 0.98% și 1.39%, având contribuții semnificative la răspunsul dinamic. Ultimele cinci moduri (75.73–98.54 Hz) sunt locale, cu deformări limitate în zonele frontală și posterioară ale panoului exterior. Deși au un impact structural global mai redus, acestea pot afecta performanța acustică și aerodinamică, influențând percepția asupra calității vehiculului.

Analiza formelor de deformare arată că, în cazul modurilor globale, panourile interior și exterior vibrează în fază, permițând realizarea măsurătorilor doar pe panoul exterior fără pierderea acurateței. Această abordare eficientizează procesul de testare și post-procesare, reducând timpul și efortul implicat, dar trebuie aplicată cu discernământ, în funcție de scopul analizei.

Deși formele de deformație obținute experimental prezintă o similaritate evidentă cu cele determinate numeric, pentru studiul de corelare s-a aplicat metoda descrisă în articolul "Structural Damping Analysis of a Vehicle Front Hood: Experimental Modal Parameters Extraction and Simulation Correlation" (Pînzaru et al., 2024b), utilizând modulul "Modal FRF Correlation" al utilului METAPOST. Ca indicatori de corelare au fost folosiți atât criteriul de asigurare modală (Fig. 4.28), cât și graficul diferenței de frecvență (Fig. 4.29).

Analiza matricei MAC evidențiază o corelare foarte bună pentru primele patru moduri de vibrație, cu valori cuprinse între 78% și 97%, ceea ce indică o potrivire excelentă între datele experimentale și cele numerice. Cea mai bună potrivire a formelor modale s-a obținut pentru primele două moduri, la frecvențele de 28.38 Hz și 48.76 Hz, care reprezintă forme clare de deformații globale. De asemenea, se poate observa că al 5-lea mod determinat experimental are o corelare de 61% cu al 6-lea mod rezultat din simulările numerice, iar al 6-lea mod determinat experimental are o potrivire de 86% cu al 5-lea mod numeric, sugerând o inversare a ordinii modurilor proprii de vibrație. Astfel de fenomene pot apărea din cauza non-linearităților din structura reală a capotei, precum imperfecțiuni geometrice, asimetrii în distribuția masei sau rigidității. Pentru modurile de ordin superior (6–10), nivelul de corelare este semnificativ mai redus, cu valori cuprinse între 22% și 74%.. Valorile scăzute de corelare pentru aceste moduri superioare pot fi explicate prin faptul că ele reprezintă moduri de deformare locală, care sunt mult mai sensibile la imperfecțiunile geometrice, asimetriile în distribuția masei sau rigidității capotei reale.



Fig. 4.28 - Matricea criteriului de asigurare modală (MAC) experiment vs simulare numerică

Corelările mai slabe pentru modurile superioare nu indică neapărat erori de analiză, ci pot fi cauzate de lipsa punctelor de măsurare în zone active, zgomotul de fond sau imperfecțiuni structurale, care generează răspunsuri locale neprevăzute în simulări.

Analiza diagonalei matricei diferențelor de frecvență (Fig. 4.29) arată că frecvențele proprii experimentale sunt constant mai mici decât cele simulate, diferențele fiind sub 7%. Deși masa fizică a capotei a fost ușor mai mică decât cea modelată, cauza principală este asociată variațiilor de rigiditate. Acestea pot proveni din grosimi neuniforme, un modul Young ușor redus al componentelor din oțel sau din caracteristicile adezivilor. O analiză detaliată a materialelor ar putea îmbunătăți precizia simulărilor (Pînzaru et al., 2024b).

Luând în considerare nivelul ridicat de coerență între rezultatele experimentale și cele numerice, se poate concluziona că modelul numeric al structurii de capotă este validat și poate fi utilizat cu încredere pentru a prezice comportamentul structural al capotei montată pe caroserie.



Fig. 4.29 – Graficul diferenței de frecvență experiment vs simulare numerică

4.7 Rezultate experimentale analiză modală structură capotă constrânsă pe caroserie

Pentru analiza experimentală a capotei fixate pe caroserie s-a utilizat lanțul de procesare din Simcenter TestLab V2021.2.1, specific analizei modale operaționale. Spre deosebire de metoda clasică liber-liber, care pornește de la funcțiile de răspuns în frecvență, analiza operațională a început cu selecția semnalelor accelerometrilor în domeniul timpului, folosind fereastra Operational Data Collection pentru configurarea referințelor și calculul funcțiilor de corelație și putere spectrală (Fig. 4.30).



Fig. 4.30 – Selectarea istoricului temporal și a parametrilor de procesare

Procesul a fost aplicat ambelor configurații de experiment (configurația rigidă, slabă), pentru fiecare tip de excitație în parte respectiv: Sinus X, Sinus Y, Sinus Z și Zgomot Roz. Pentru fiecare dintre aceste cazuri, au fost calculate spectrele de putere proprii (autopower spectra) și spectrele de putere încrucișate (crosspower spectra), care servesc drept bază pentru analiza ulterioară. Extracția parametrilor modali a urmat o metodologie similară cu cea din experimentul liber-liber, Fig. 4.31, utilizându-se algoritmul Polymax. Cu toate acestea, spre deosebire de experimentul anterior, în care s-au utilizat funcțiile de răspuns în frecvență, analiza prezentă sa bazat pe spectrele de putere calculate în etapa precedentă.



Fig. 4.31 – Selectarea funcțiilor de putere spectrală și a bandei de frecvență, metoda Polymax (LMS Testlab)

Pentru a facilita procesul de extracție a modurilor proprii de deformație a fost realizată o analiză preliminară a răspunsului dinamic al capotei utilizând curbele rezultate din însumarea spectrelor de putere încrucișate asociate acesteia. Acestea au fost comparate relativ la curba spectrului de putere proprie, calculată pentru sursa de excitație reprezentată de accelerometrul montat pe lonjeron, conform Fig. 4.32.



Fig. 4.32 – Sumă spectre de putere capotă și caroserie (excitație de tip zgomot roz)

Scopul acestei analize preliminare, efectuate înaintea extracției propriu-zise a parametrilor modali, a fost identificarea zonelor frecvențiale în care structura capotei prezintă amplificări semnificative în raport cu restul caroseriei. Această etapă a permis o delimitare mai

clară a modurilor de corp rigid, în care capota și caroseria se mișcă ca un tot întreg, de modurile specifice de deformație proprie ale capotei, care constituie principalul obiect de interes al cercetării.

Fig. 4.32 arată că, în ambele configurații – caroserie rigidă și slabă – răspunsul capotei începe să se amplifice față de sursa de pe lonjeron de la 17.13 Hz, ceea ce sugerează că frecvențele sub acest prag corespund unor moduri de corp rigid, fără risc structural. Amplificarea persistă până la 52.26 Hz, indicând prezența modurilor de deformație. Comparând curbele (violet și albastră), se observă că frecvențele vârfurilor sunt mai mari în cazul caroseriei rigide, iar densitatea crescută a vârfurilor sugerează moduri proprii apropiate și un comportament structural complex, cu posibilă suprapunere și interacțiune între moduri.

Pentru a aborda această provocare, a fost utilizată diagrama de stabilitate, o metodă esențială în analiza modală. Diagrama de stabilitate permite identificarea și separarea modurilor proprii prin observarea consistenței acestora în raport cu variațiile parametrilor modelului modal, cum ar fi ordinul sistemului, procesul fiind identic cu cel prezentat în cazul experimentului liber-liber.



Fig. 4.33 – Exemplu diagrama de stabilitate configurație rigidă (excitație de tip zgomot roz)

Într-o primă etapă, au fost efectuate multiple extracții de parametri modali, variind tipul de semnal de excitație utilizat, exclusiv pentru configurația rigidă a caroseriei. Scopul acestei analize a fost evaluarea eficienței fiecărui tip de semnal de excitație în identificarea modurilor proprii ale structurii.

Pentru a evalua eficiența semnalelor de excitație în activarea și caracterizarea modurilor structurale, s-au calculat criteriile de asigurare modală (Modal Assurance Criterion - MAC), comparând formele modale obținute experimental cu cele rezultate din simularea numerică.

Pe lângă analiza formelor modale, s-a luat în considerare și diferența dintre frecvențele modurilor numerice și cele experimentale. Această abordare a fost necesară deoarece criteriul MAC evaluează doar corelarea formelor modale, fără a ține cont de discrepanțele în frecvență. Rezultatele obținute pentru configurația caroserie rigidă sunt prezentate în Tab. 4.18.

Analiza a arătat că excitația Sinus X a activat doar trei din cele cinci moduri căutate, cu valori MAC moderate spre scăzute (67.5%, 38.2%, 22.4%), indicând o solicitare insuficientă și diferențe frecvențiale semnificative față de simulare (ex.: 29.82 Hz vs. 25.29 Hz). Excitația Sinus Y a avut rezultate slabe (MAC 55.6%, 36.2%), în timp ce Sinus Z a prezentat o corelare bună pentru primul mod (MAC 88.2%), dar scăzută pentru modurile superioare. Sinus XYZ, prin combinarea semnalelor, a activat mai multe moduri (MAC 91.2% pentru primul mod), dar a menținut valori scăzute pentru modurile înalte (37.7%, 32%).

Excitația cu zgomot roz a fost cea mai eficientă, activând un spectru larg de moduri cu valori MAC ridicate (87.5%, 80%, 68%, 66.7%, 48.2%) și diferențe minime față de simulare, datorită caracterului său aleatoriu și spectrului larg. De asemenea, toate metodele au reușit să identifice modurile de pompaj în jurul valorii de 23 Hz, confirmând importanța acestui mod fundamental în comportamentul dinamic al capotei, cu cele mai bune rezultate obținute prin zgomot roz.

funcție de tipul de excitație utilizat					
Tip excitație	Pompaj Z	Rotație Rx	Torsiune	Flexiune Ry	Translație X
Sinus X	29.82 Hz			36.14 Hz	42.13 Hz
	MAC-67.5%			MAC-38.2%	MAC-22.4%
Sinus Y	25.2 Hz		33.68 Hz		
	MAC-55.6%		MAC-36.2%		
Sinus Z	23.46 Hz	30.1 Hz	33.75 Hz	42.92 Hz	
	MAC- 88.2%	MAC-54%	MAC-34.5%	MAC-19.4%	
Sinus XYZ	23.25 Hz	28.52 Hz	31.62 Hz	33.4 Hz	51.66 Hz
	MAC- 91.2%	MAC-63%	MAC-59.7%	MAC-32%	MAC-37.7%
Zgomot roz	23.18 Hz	24.25 Hz	27.47 Hz	37.19 Hz	43.23 Hz
	MAC-87.5%	MAC-80%	MAC-68%	MAC-66.7%	MAC-48.2%

Tab. 4.18 – Moduri de vibrație determinate experimental și criteriul MAC asociat pentru configurația rigidă în

Pe baza concluziilor obținute din analiza prezentată, s-au determinat parametrii modali ai structurii de capotă și pentru configurația slabă a caroseriei. În tabelul 4.19 sunt sintetizate frecvențele naturale, coeficienții de amortizare și formele modale corespunzătoare celor două configurații, rezultate în urma acestui experiment final.



Tab. 4.19 - Modurile proprii ale structurii de capotă constrânse pe caroserie pentru cele două configurații





Analiza comportamentului dinamic al capotei constrânse (Tab. 4.19) a evidențiat că rigiditatea caroseriei influențează semnificativ frecvențele naturale și coeficienții de amortizare, cu diferențe clare între configurațiile slabă și rigidă. Totuși, formele de mod au rămas identice, indicând că rigiditatea afectează doar valorile cantitative ale răspunsului, fără a modifica tiparul fundamental al vibrațiilor, confirmând concluziile teoretice din Capitolul 3.

Pentru modul de pompaj Z, frecvența naturală a fost mai mică în configurația slabă (22.2 Hz) față de cea rigidă (23.18 Hz), diferența de 1 Hz fiind atribuită rigidității reduse pe direcția Z a interfeței cuiului de zăvorâre (Tab. 4.6). Această rigiditate a fost identificată ca principalul contribuitor la variația frecvenței prin calcule numerice. Coeficientul de amortizare mai mare în cazul caroseriei slabe (5.9%) este explicat prin mișcările amplificate ale capotei, care cresc disiparea energiei prin frecări interne și interacțiuni cu elementele elastice, precum tampoanele de cauciuc și chederele.

La modul de rotație Rx, definit printr-o mișcare de rotație a capotei în jurul axei longitudinale, frecvențele naturale obținute sunt aproape identice pentru cele două configurații analizate (24.25 Hz în configurația rigidă și 23.98 Hz în cea slabă). Această similaritate se datorează faptului că modificările aduse structurii nu au influențat rigiditățile interfețelor care joacă un rol determinant asupra acestui mod, cum ar fi rigiditatea pe direcția Y a axului de articulație (a se vedea Tab. 4.6). În ceea ce privește coeficienții de amortizare, s-a observat o diferență redusă între cele două configurații, cu o valoare de 3.4% pentru configurația rigidă și 2.7% pentru cea slabă. Această variație poate sugera o amplitudine de deformație ușor mai mare în cazul caroseriei rigide, contribuind astfel la o disipare mai accentuată a energiei.

Pentru modul de torsiune, care descrie o răsucire a capotei în jurul axei longitudinale, diferențele dintre cele două configurații sunt insesizabile în ceea ce privește frecvența proprie de vibrație, cu valori de 27.47 Hz pentru configurația rigidă și 27.53 Hz pentru configurația slabă. Deși la o primă vedere modificările realizate în scopul slăbirii caroseriei nu au avut efectul estimat asupra frecvenței proprii a modului de torsiune, diferența observată pentru coeficientul de amortizare sugerează existența unor amplitudini de mișcare superioare în cazul caroseriei slabe.

Modul de flexiune Ry s-a dovedit a fi cel mai sensibil la diminuarea rigidității pe direcția Z a cuiului de zăvorâre, fapt evidențiat și prin rezultatele teoretice din capitolul 3. Configurația caroseriei slabe a generat o scădere de 2.4 Hz a frecvenței naturale asociate acestui mod, ordinul de mărime al acestei diminuări fiind consistent cu cel identificat prin simulările numerice. Cu toate acestea, coeficienții de amortizare obținuți pentru această formă de mod sunt foarte apropiați între cele două configurații, sugerând că disiparea energetică prin frecare și deformări locale la nivelul interfețelor nu este semnificativ influențată de această reducere a rigidității. Pentru modul de translație X, care implică o mișcare longitudinală a capotei, frecvențele naturale sunt identice între cele două configurații (43.23 Hz), iar coeficientul de amortizare este ușor mai mare în configurația rigidă (0.60%) față de cea slabă (0.50%). Acest lucru indică faptul că rigiditățile modificate în cadrul experimentului au o influență nesemnificativă asupra acestei forme de mod, lucru demonstrat și de calculele teoretice care au arătat că modul de translație X este sensibil doar la rigiditatea pe direcția X a axului de articulație, ne fiind afectat de variația celorlalți factori de control studiați.

Într-o ultimă etapă de validare a rezultatelor, similară cu cea prezentată în cadrul analizei modale liber-liber s-a realizat studiul de corelare experiment/simulare numerică utilizând matricea de MAC și graficul diferențelor de frecvență, Fig. 4.34 respectiv Fig. 4.35.

Analizând matricele de MAC din Fig. 4.34, se constată o corelare globală bună între formele modale identificate experimental și cele obținute din simulările numerice. Valorile ridicate ale MAC (>70 %) evidențiază o potrivire semnificativă pentru majoritatea formelor de deformare, în special pentru primele patru moduri de vibrație. În cazul configurației rigide, valorile MAC sunt ușor mai mari, remarcându-se modul de pompaj Z (80 %) și rotația Rx (87 %), ceea ce indică o corelare puternică între experiment și simulare. În schimb, pentru configurația slabă, modul de pompaj Z prezintă un nivel de corelare mai scăzut (67%).



Fig. 4.34 - Matrice MAC experiment vs simulare numerică: a) configurație rigidă; b) configurație slabă



Fig. 4.35- Graficul diferențelor de frecvență: a) configurație rigidă; b) configurație slabă

Graficele diferențelor de frecvență din Fig. 4.35 indică faptul că valorile frecvențelor proprii determinate experimental diferă cu cel mult 10% față de cele obținute numeric. Această variație relativ redusă sugerează o concordanță bună între experiment și modelul numeric, evidențiind faptul că simularea reușește să captureze cu acuratețe comportamentul vibrațional al structurii. Totuși, aceste diferențe pot fi atribuite unor factori precum incertitudinile asociate parametrilor de material, ipotezelor simplificatoare utilizate în modelare sau variațiilor locale ale condițiilor de fabricație și asamblare.

În concluzie, concordanța dintre rezultatele experimentale și cele numerice confirmă atât capacitatea modelului utilizat, cât și validitatea metodologiilor experimentale de a reda cu precizie comportamentul dinamic al structurii de capotă analizate. Valorile ridicate ale criteriului de asigurare modală și diferențele mici între frecvențele proprii obținute experimental și numeric atestă fiabilitatea abordării de modelare. Prin urmare, concluziile derivate din aceste studii sunt relevante și valoroase pentru analiza comportamentului structural, precum și pentru viitoarele procese de optimizare și proiectare.

Capitolul 5

Concluzii finale și contribuții personale. Direcții de dezvoltare a cercetării

5.1. Concluzii finale

Cercetarea a demonstrat că modelarea simplificată a interfețelor caroseriei unei capote, utilizând elementele de tip JOINT C dedicate procesorului Abaqus, poate reproduce cu o precizie adecvată comportamentul structural al ansamblului. O astfel de abordare permite evaluarea timpurie a performanțelor structurale ale capotei, chiar și în absența unui model detaliat al caroseriei, facilitând astfel identificarea și anticiparea eventualelor probleme încă din fazele incipiente ale proiectării. Mai mult, această metodă de modelare nu se limitează doar la sistemul de capotă, ci poate fi aplicată și altor elemente mobile ale vehiculului, precum ușile laterale, haionul sau diverse subansambluri ale caroseriei. Datorită capacității sale de a permite explorarea rapidă a mai multor soluții constructive, acest tip de model devine un instrument valoros pentru studiile iterative, contribuind semnificativ la procesul de luare a deciziilor tehnice și la optimizarea soluțiilor de proiectare.

Metodele teoretice au evidențiat faptul că atât analiza rigidității statice, cât și analiza modala se bazează pe presupunerea unui comportament liniar al materialelor, ceea ce simplifică considerabil procesele de calcul. În acest context, caracterizarea materialelor poate fi realizată în mod adecvat folosind doar două proprietăți fundamentale: modulul de elasticitate și coeficientul lui Poisson. Această abordare elimină necesitatea unor caracteristici mai complexe, fiind suficientă pentru obținerea unor rezultate precise și eficiente atât în ceea ce privește comportamentul static, cât și cel dinamic al structurilor.

Analiza modală numerică în regim liber-liber a evidențiat că, în intervalul de frecvențe 0–100 Hz, capota prezintă o combinație de moduri globale, locale și mixte. Modurile globale, considerate critice pentru integritatea structurală, se concentrează în plaja 0–75 Hz, în timp ce modurile localizate, care relevă zonele cu rigiditate scăzută, apar la frecvențe mai înalte și sugerează punctele de răspuns localizat. În același timp formele de deformare ale modurile globale identificate descriu un comportament similar deformărilor rezultate din cazurile de încărcare statică precum, torsiune, flexiune, rigiditate statică contribuie semnificativ la performanțele dinamice ale capotei.

Aplicarea metodei matricei ortogonale în proiectarea iterațiilor de calcul a condus la o reducere considerabilă a numărului de iterații necesare în comparație cu un experiment factorial complet, optimizând astfel procesul de analiză și interpretare a rezultatelor. Această abordare a permis o clasificare clară a rigidităților examinate în funcție de influența lor asupra modurilor de vibrații ale capotei, precum și identificarea configurațiilor optime pentru fiecare formă de mod, contribuind la o înțelegere detaliată a comportamentului structural al capotei. De asemenea, metoda a facilitat realizarea unor predicții precise pentru diverse configurații, atingând un nivel de corelare de 97%, ceea ce demonstrează fiabilitatea și acuratețea tehnicii adoptate. Rezultatele au confirmat influența liniară a rigidităților asupra comportamentului dinamic și absența interferențelor între factorii de control analizați.

Analiza modală a capotei constrânsă pe caroserie a evidențiat existența a cinci forme de mod dominante în plaja de frecvențe studiate: rotație Rx, pompaj vertical, torsiune, flexiune Ry, și translație în plan orizontal. Rigiditatea interfețelor capotei pe caroserie având un impact direct asupra frecvenței, amplitudinii și ordinii în care acestea apar. Cel mai sensibil la variația rigidității fiind forma de mod translație Tx, pentru care s-a identificat o diferență de 14.6 Hz

între configurația caroseriei cu rigiditate minimă și cea cu rigiditate maximă, ce mai puțin sensibilă formă de mod fiind pompajul Z, cu o variație de doar 2.57 Hz. S-a demonstrat că pentru fiecare formă de mod există câte o direcție de rigiditate ce contribuie in proporție de 90 % la variația frecvenței modului respectiv. Astfel pentru modul de rotație Rx, contribuitor principal este rigiditatea pe direcție Y a interfeței articulației pe caroserie, pentru modul de pompaj cât și pentru cel de flexiune rigiditatea Z a interfeței cuiului de zăvorâre, pentru torsiune rigiditatea pe direcția Y în partea frontală a capotei, iar pentru modul de translație -rigiditatea X a axului de articulație. Global, s-au identificat două zone pe caroserie care au cea mai mare participare la rezultatul modurilor proprii de vibrații, și anume: zona articulațiilor și zona cuiului de zăvorâre Pentru majoritatea factorilor de control s-a demonstrat că nivelul doi de rigiditate din cele trei nivele testate este suficient pentru un răspuns modal robust al capotei. Rata mică de creștere în frecvență pentru intervalul dintre nivelul doi și nivelul trei nu justifică ranforsarea suplimentară a caroserie.

Experimentele de rigiditate realizate în cadrul cercetării au demonstrat că metoda utilizată în cadrul acestora prin crearea unei încărcări statice a structurii și citirea deformațiilor permite o caracterizare suficient de precisă a rigidităților globale ale capotei, consistente cu rezultatele obținute în analiza numerică. Astfel nivelul de corelare experiment/calcul pentru cele patru cazuri de încărcare a variat între 70 % și 98 %.

Experimentul de analiză modală liber-liber a evidențiat următoarele concluzii:

- Metoda de excitație utilizând ciocanul de impact este extrem de eficientă în excitarea modurilor unei structuri de capotă în configurație liberă, deoarece permit măsurarea în același timp atât a excitațiilor cât și a răspunsurilor generate, oferind o bază foarte solidă pentru construcția unor funcții de răspuns în frecvență precise.

- Excitarea structurii trebuie realizată în zonele rigide ale acesteia pentru a asigura o distribuție uniformă a energiei mecanice și pentru a reduce influența comportamentului local asupra măsurătorilor globale.

- Numărul punctelor de măsurare trebuie adaptat în funcție de obiectivele experimentului. Pentru structura capotei, poziționarea accelerometrelor trebuie realizată strategic în zone-cheie precum marginile și colțurile, axele de simetrie, centrul de greutate, zonele rigide (prinderile articulațiilor, cuiul de zăvorâre, tampoanele de menținere) și zonele flexibile ale panoului exterior, pentru a surprinde atât modurile globale, cât și cele locale de vibrație.

- Alinierea corectă a axelor accelerometrelor în același sistem referință este esențială pentru măsurători precise și corecte în analiza vibrațională, prevenind erorile ce pot afecta interpretarea datelor și corelarea cu simulările numerice. Experimentele au arătat că utilizarea unui dispozitiv special conceput, echipat cu o nivelă cu bulă, permite o orientare rapidă și eficientă a senzorilor.

- Selectarea corectă a parametrilor de achiziție este esențială pentru asigurarea unei analize modale precise, influențând direct calitatea și acuratețea datelor înregistrate. Frecvența de eșantionare trebuie aleasă astfel încât să respecte teorema Nyquist-Shannon, fiind de cel puțin două ori mai mare decât banda de frecvență de interes, valoarea utilizată în experiment fiind de 1024 Hz. De asemenea, aplicarea ferestrelor de ponderare este necesară pentru a preveni scurgerile spectrale, fereastra exponențială de 100% dovedindu-se eficientă în analiza modală liber-liber a structurii de capotă.

- Selecția adecvată a capului de ciocan permite reglarea optimă a excitației. Pentru a asigura consistența nivelului de excitație, se recomandă analiza densității spectrale de putere a semnalului aplicat, asigurându-se că nivelul de atenuare în banda de frecvențe de interes nu depășește 10 dB.

- Calitatea funcțiilor de răspuns în frecvență (FRF) este evaluată prin analiza funcției de coerență, care indică măsura corelării dintre semnalul de excitație și cel de răspuns. În cazul structurilor complexe, precum capota, și al utilizării multiplelor direcții de excitație și măsurare, o valoare a coerenței egală cu 0.7 este considerată robustă.

- În anumite cazuri, analiza simultană a tuturor funcțiilor de răspuns în frecvență, utilizând o scară de amplitudine liniară, poate fi utilă pentru a verifica dacă toate funcțiile converg către aceleași frecvențe în punctele de rezonanță. Această abordare facilitează identificarea unor eventuale răspunsuri localizate în anumite puncte, care pot indica prezența unui mod local de vibrație sau posibile probleme legate de montajul accelerometrului.

- Algoritmul Polymax oferă o performanță superioară în detectarea modurilor de vibrație, în special a celor cuplate, care sunt mai dificil de caracterizat. În contrast, metoda bazată pe identificarea vârfurilor de amplitudine s-a dovedit insuficient de precisă pentru separarea modurilor apropiate și estimarea corectă a amortizării.

- Pentru o interpretare clară și o vizualizare facilă a formelor modale obținute experimental, este recomandată reprezentarea acestora în domeniul real, care evidențiază doar amplitudinea mișcării, considerând faza distribuită uniform.

- Validarea parametrilor modali obținuți experimental prin indicatorii MAC, MIF și funcțiile FRF sintetizate asigură corelarea cu modelele numerice. MAC evaluează similaritatea formelor modale, MIF identifică precis frecvențele proprii, iar FRF sintetizat oferă o verificare globală a răspunsului dinamic.

- Coeficienții de amortizare structurală ai capotei studiate variază între 0.8% și 2%, valori care sunt în concordanță cu cele raportate în literatura de specialitate. Studiul a confirmat că amortizarea este influențată exclusiv de forma modală.

- În cazul modurilor structurale globale, s-a observat că deformările panoului exterior sunt în fază cu cele ale panoului interior, ceea ce permite simplificarea procesului de măsurare. Astfel, pentru identificarea modurilor globale, selectarea punctelor de măsurare poate fi realizată exclusiv pe panoul exterior, fără a compromite precizia rezultatelor.

Experimentul de analiză modală capotă constrânsă pe caroserie a permis formularea următoarelor concluzii:

- Metoda analizei modale operaționale aplicată în cadrul ultimului experiment a permis identificarea suficient de precisă a caracteristicilor dinamice ale capotei fixate pe caroserie, utilizând funcțiile de intercorelație și spectrele de putere încrucișată obținute din răspunsurile măsurate în puncte cheie, corelate cu referințe strategice de pe caroserie.

- Analiza spectrelor de putere încrucișate generate de răspunsurile structurii, în raport cu spectrul de putere identificat la nivel de caroserie permite o identificare inițială a zonelor de amplificare a vibrațiilor permițând separarea modurilor de corp rigid de modurile de deformație structurale care sunt de interes.

- Alegerea referințelor pentru calculul funcțiilor de corelație trebuie sa se aleagă în zone care exercită amplitudini mari de deformație și să fi cel puțin doua, una pe caroserie și una pe capotă

- Alegerea decalajelor temporale și a ferestrei de ponderare este crucială pentru acuratețea rezultatelor în analiza modala operațională, influențând direct calitatea semnalelor prelucrate și precizia parametrilor modali extrași. Studiul a arătat că semnalele sinusoidale necesită o rezoluție mai mare comparativ cu cele de tip zgomot roz, evidențiind importanța adaptării setărilor în funcție de tipul de excitație utilizat.

- Semnalul de tip zgomot roz s-a dovedit a fi cel mai eficient în activarea tuturor modurilor de interes, oferind un răspuns consistent și o corelare superioară cu rezultatele numerice. Acest rezultat confirmă faptul că o excitație cu spectru larg este ideală pentru analiza unei structuri complexe.

- Variația rigidității caroseriei nu influențează formele de mod ci doar frecvența la care acestea apar, ordinea lor, și coeficienții de amortizare asociați.

În condițiile în care capota este montată pe caroserie, coeficienții de amortizare structurală sunt semnificativ mai mari comparativ cu situația capotei libere, atingând valori de până la 6%. Această creștere se explică prin contribuția elementelor de fixare, precum tampoanele de menținere și chederele, care introduc mecanisme suplimentare de disipare a energiei prin comportamentul lor vâscoelastic. Aceste elemente absorb o parte din energia vibrațională, contribuind astfel la creșterea amortizării globale a ansamblului.

În cadrul analizei modale a capotei constrânse pe caroserie, au fost confirmate concluziile obținute din iterațiile numerice privind influența rigidității caroseriei asupra răspunsului modal al capotei. Pentru ambele configurații testate, valorile criteriului de asigurare modală (MAC) au indicat o corelare foarte bună pentru primele patru forme de deformație, cu valori cuprinse între 64% și 90%, demonstrând fidelitatea și eficiența modelului numeric utilizat. În ceea ce privește diferențele de frecvență, acestea au fost minore, situându-se sub 10%, ceea ce reflectă o bună concordanță între modelul numeric și cel experimental.

Experimentul final a demonstrat fiabilitatea metodologiei de analiză utilizate și precizia modelului numeric în reproducerea comportamentului dinamic al capotei în condițiile reale de montaj. Validarea rezultatelor a confirmat capacitatea acestui model de a reflecta cu acuratețe impactul rigidității caroseriei asupra formelor modale și frecvențelor proprii ale capotei, consolidând astfel fundamentul științific necesar pentru aplicarea sa în analize ulterioare și procese de optimizare structurală.

Aceste concluzii subliniază importanța integrării metodelor numerice și experimentale, evidențiind rolul lor complementar în caracterizarea detaliată a comportamentului vibrațional al ansamblurilor complexe și în fundamentarea unor soluții de proiectare eficiente.

5.2 Contribuții personale

Printre principalele contribuțiile personale realizate în cadrul acestei cercetări pot fi menționate:

- Elaborarea unei definiții detaliate și a unei descrieri cuprinzătoare a elementelor principale care alcătuiesc sistemul de capotă al vehiculului, evidențiind rolul și funcționalitatea fiecărei componente în ansamblul precum și a prestațiilor funcționale principale.

- Efectuarea unui studiu de benchmarking detaliat asupra principalelor componente ale sistemului de capotă, analizând soluțiile tehnice adoptate de diferiți constructori auto pentru a identifica tendințele actuale și cele mai eficiente practici de proiectare.

- Elaborarea unei sinteze cuprinzătoare asupra stadiului actual al cercetărilor dedicate sistemului de capotă, evidențiind progresele recente și direcțiile de dezvoltare în domeniu. Studiul comparativ al diferitelor abordări existente a permis identificarea principalelor provocări și a oportunităților de cercetări viitoare, oferind o perspectivă clară asupra evoluției tehnologice a sistemului de capotă.

- Dezvoltare unei metodologii simplificate de modelare a interfețelor de caroserie utilizând elemente de tip JOINT C care permit reproducerea cu precizie adecvată a comportamentului structural al capotei și permite anticiparea timpurie a problemelor structurale în absența unui model detaliat al caroseriei. Metoda permite extinderea aplicabilității modelării simplificate la alte componente mobile ale vehiculului, cum ar fi ușile și haionul fiind extrem de bună. Datorită posibilității de a evalua rapid multiple soluții constructive, acest model reprezintă un instrument esențial pentru studiile iterative, facilitând procesul decizional tehnic și optimizarea soluțiilor de proiectare.

- Definirea și dezvoltarea unui model de iterații numerice bazat pe metoda matricei ortogonale ce a permis reducerea semnificativă a numărului de iterații necesare pentru analiza comportamentului capotei, comparativ cu experimentele factoriale complete. Modelul utilizat a demonstrat liniaritatea răspunsului dinamic al capotei și lipsa interferențelor între variabilele de control utilizate, făcându-l aplicabil pentru diverse studii din cadrul vehiculului ce presupun o dependență liniară între parametri.

- Realizarea unor iterații numerice privin rigiditate statică, analiză modală liber-liber, analiză modală capotă constrânsă pe caroserie și explicarea modului de verificare a coerenței rezultatelor obținute.

- Dezvoltarea unei model predictiv de analiză modală capotă bazat pe matricea ortogonală definită care permite determinarea modurilor proprii de vibrații pentru diferite configurații de rigiditate, fără realizarea unei simulări numerice.

- Identificarea și descriere modurilor proprii a unei structuri de capotă atât în starea liberă cât și în starea constrânsă pe caroserie. Identificarea pieselor celor mai solicitate de fiecare formă modală și propunerea de orientări tehnice de concepție pentru îmbunătățirea acestora.

- Identificarea influenței rigidității caroseriei asupra frecvențelor, ordinii de apariție și amortizării formelor modale ale capotei precum și determinarea zonelor cheie de intervenție pentru îmbunătățirea performanțelor structurale dinamice ale acesteia.

- Obținerea unor valori standard de rigiditate a interfețelor de caroserie care să permită atingerea unei performanțe globale dinamice superioare.

- Definirea și realizarea unui experiment de rigiditate statică a structurii de capotă, incluzând detalii privind condițiile la limită și metode de încărcare. Formularea concluziilor privind nivelul de corelare cu simularea numerică și propunerea de orientări pentru îmbunătățirea acestuia.

- Definirea și realizarea unui experiment de analiză modală liber-liber incluzând detalii privind parametri de achiziție, condițiile la limită, metode de excitație, metode de aliniere a accelerometrelor, metode de verificare a nivelului de excitație și a coerenței funcțiilor de răspuns în frecvență și metode de extracție a parametrilor modali. Extragerea și explicare caracteristicilor dinamice ale structurii de capotă libere. Formularea concluziilor privind nivelul de corelare cu simularea numerică.

- Definirea și realizarea unui experiment de analiză modală capotă constrânsă pe caroserie incluzând detalii privind parametri de achiziție, definiție suport de test, metode de excitație și metode de extracție a parametrilor modali. Extragerea și explicare caracteristicilor dinamice ale structurii capotei pe caroserie și formularea concluziilor privind influența rigidităților interfețelor asupra răspunsului dinamic al acesteia.

- Definirea unei metode pas cu pas pentru studiul de corelare experiment/calcul privind rezultatele de analiză modală, incluzând detalii privind exportarea datelor experimentale, importare precum și setări necesare în cadrul utilurilor de calcul.

- Concepția, fabricarea unui dispozitiv de aliniere a accelerometrelor.

- Cerere de brevet de invenție " Dispozitiv de închidere a unui batant de autovehicul".

- Cerere de brevet de invenție " Articulație capotă vehicul de tip mono-pivot cu tampon de menținere integrat".

5.3 Direcții viitoare de cercetare

Studiul influenței rigidităților interfețelor capotei pe caroserie asupra răspunsului său dinamic reprezintă un pas esențial în înțelegerea comportamentului dinamic. Totuși, pentru a aprofunda și extinde aceste concluzii, sunt necesare investigații suplimentare care să exploreze aspecte esențiale precum influența masei capotei și a poziției centrului de masă. Acestea au un impact semnificativ asupra frecvențelor proprii, coeficienților de amortizare și formelor modale. O astfel de analiză ar putea include evaluarea diferitelor configurații de masă prin modelare numerică și testare experimentală, examinarea efectului poziției centrului de masă asupra distribuției maselor și a rigidității echivalente a sistemului, precum și studiul sensibilității parametrilor modali la variații minore ale masei și centrului de masă.

Echipamentele auxiliare, precum tampoanele de menținere și chederele, contribuie semnificativ la caracteristicile dinamice ale capotei. Direcțiile viitoare de cercetare pot include investigarea diferitelor legi de comprimare și comportamente neliniare ale materialelor utilizate, determinarea influenței poziției și a numărului acestor elemente asupra frecvențelor proprii și amortizării și evaluarea interacțiunilor dintre echipamentele auxiliare și elementele structurale ale capotei.

Excitațiile aerodinamice, datorate curenților de aer în regimuri de viteză variabilă, pot genera vibrații semnificative ale capotei. Cercetările viitoare ar putea explora simulări numerice avansate pentru modelarea interacțiunilor fluid-structură, testări experimentale în tuneluri aerodinamice pentru diferite geometrii și condiții de funcționare și identificarea condițiilor critice care favorizează apariția fenomenelor de rezonanță sau alte instabilități dinamice.

Pentru o analiză modală cuprinzătoare, este esențial să se investigheze diverse tipuri de excitații, inclusiv semnale deterministe, cum ar fi impulsuri sau sweep-uri sinusoidale, pentru identificarea precisă a frecvențelor proprii, semnale nedeterministe, cum ar fi zgomotul alb, pentru caracterizarea întregului spectru de răspuns, și metode experimentale și tehnici avansate de procesare a semnalelor pentru extragerea parametrilor modali din datele brute.

Prin abordarea acestor direcții de cercetare, se pot obține informații valoroase privind optimizarea răspunsului dinamic al capotei, contribuind la dezvoltarea unor soluții inovatoare în domeniul ingineriei auto. Acest efort va îmbunătăți atât performanțele structurale, cât și confortul și siguranța utilizatorilor.

În același timp, acest tip de studiu poate fi extins și la alte componente ale caroseriei, oferind o perspectivă detaliată asupra comportamentului dinamic global al vehiculului. Investigarea modurilor de vibrație și a interacțiunilor structurale pentru elemente precum ușile laterale, haionul sau plafonul poate contribui la o mai bună înțelegere a distribuției maselor și rigidităților în ansamblul caroseriei. O astfel de abordare ar permite identificarea zonelor critice care necesită ranforsări suplimentare sau optimizări ale materialelor și configurațiilor constructive. De asemenea, ar facilita dezvoltarea unor soluții integrate pentru controlul vibrațiilor și reducerea zgomotului în habitaclu, îmbunătățind astfel atât performanțele structurale, cât și confortul acustic. Studiile extinse asupra comportamentului vibrațional al întregii caroserii ar putea contribui, de asemenea, la optimizarea procesului de fabricație, prin identificarea soluțiilor constructive care oferă un echilibru optim între greutate, cost și performanță dinamică. Astfel, extinderea acestor analize la nivelul întregii caroserii reprezintă un pas esențial pentru îmbunătățirea siguranței, fiabilității și experienței utilizatorilor finali.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

- Abbadi, Z., Merlette, N., & Roy, N. (2008). Response computation of structures with viscoelastic damping materials using a modal approach-Description of the method and application on a car door model. *In Proceedings of the 5th Symposium on Automobile Comfort*
- Abaqus, (2006), Abaqus theory manual (Version 6.6), Dassault Systèmes
- Ahmed, A. (2020). The influence of the vehicle hood inclination angle on the severity of the pedestrian adult head injury in a front collision using finite element modeling. *Thin-Walled Structures*, 150(106674), 106674. https://doi.org/10.1016/j.tws.2020.106674
- Ansys. (2020), Fundamentals of damping: Damping effects, Accesat de pe https://www.ansys.com
- Austerlitz, H., (2003), Data Acquisition Techniques Using PCs, Elsevier Science & Technology.
- Avitabile, P. (2018). Modal Testing: A Practitioner's Guide. John Wiley & Sons.
- Azizi, A., & Ghafoorpoor Yazdi, P. (2019). White noise: Applications and mathematical modeling. In Computer-Based Analysis of the Stochastic Stability of Mechanical Structures Driven by White and Colored Noise (pp. 25–36). Springer Singapore.
- Bere, P., Dudescu, M., Neamţu, C., & Cocian, C. (2021). Design, manufacturing and test of CFRP front hood concepts for a light-weight vehicle. *Polymers*, 13(9), 1374. https://doi.org/10.3390/polym13091374
- Binyamin, Riyadi, T. W. B., & Anggono, A. D. (2019). Design of outer hood panel of local compact SUV to achieve better pedestrian safety using finite element modeling. *Journal of Physics*. *Conference Series*, 1150, 012049. https://doi.org/10.1088/1742-6596/1150/1/012049
- Bottega, W. J. (2006). Engineering Vibrations. LLC.
- Brincker, R., & Ventura, C. (2015). *Introduction to operational modal analysis: Brincker/introduction to operational modal analysis* (1st ed.). John Wiley & Sons.
- Bujoreanu, C. (2014). Curs Vibrații Mecanice. Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași.
- Buzdugan, G., Fetcu, I., & Radeş, M. (1979). Vibrații mecanice. Editura Didactică și Pedagogică.
- Can, Y., Yazıcı, M., & Güçlü, H. (2018). Polymer foam core aluminum sandwich lightweight car hood for pedestrian protection. *Acta Physica Polonica: A*, 134(1), 231–234. https://doi.org/10.12693/aphyspola.134.231
- Ciuc, M., & Vertan, C. (2005). Prelucrarea statistică a semnalelor. Editura Matrix Rom.
- Cooley, J. W., & Tukey, J. W. (1965). An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series. *Mathematics of Computation*, 19(90), 297. https://doi.org/10.2307/2003354
- Derrix, D., Deubel, C., Kubenz, J., & Prokop, G. (2021). Experimental analysis of the influence of body stiffness on dynamic suspension kinematics and compliance characteristics and dynamic body behavior. SAE International Journal of Vehicle Dynamics Stability and NVH, 5(4). https://doi.org/10.4271/10-05-04-0032
- Di Lorenzo, E., Mastrodicasa, D., Wittevrongel, L., Lava, P., & Peeters, B. (2020). Full-field modal analysis by using digital image correlation technique. *In Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series (pp. 119–130).* Springer International Publishing.
- Dubrulle, A. A. (2000). Householder Transformations Revisited. SIAM Journal on Matrix Analysis and Applications: A Publication of the Society for Industrial and Applied Mathematics, 22(1), 33– 40. https://doi.org/10.1137/s0895479898338561
- El-kafafy, M., Accardo, G., Peeters, B., Janssens, K., De Troyer, T., & Guillaume, P. (2015). A fast maximum likelihood-based estimation of a modal model. *In Topics in Modal Analysis, Volume* 10 (pp. 133–156). Springer International Publishing.

- Fang, J., Gao, Y., Sun, G., & Li, Q. (2013). Multiobjective reliability-based optimization for design of a vehicledoor. Finite Elements in Analysis and Design: *The International Journal of Applied Finite Elements and Computer Aided Engineering*, 67, 13–21. https://doi.org/10.1016/j.finel.2012.11.007
- Filina, T. V., Leontev, A. N., Kharaldin, N. A., Aleshin, M. V., Klyavin, O. I., & Borovkov, A. I. (2020). Development of a method for multidisciplinary parametric optimization of vehicle hood reinforcement. *IOP Conference Series. Materials Science and Engineering*, 986(1), 012053. https://doi.org/10.1088/1757-899x/986/1/012053
- Fredriksson, R., Håland, Y., & Yang, J. (2001). Evaluation of a new pedestrian head injury protection system with a sensor in the bumper and lifting of the bonnet's rear part. *In the 17th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*
- *Fundamentals of damping: Damping effects.* (n.d.). Ansys.com. Accesat pe 20 ianuarie, 2025, from https://www.ansys.com
- Hamacher, M., Wohlecker, R., & Ickert, L. (2008). Simulation of a Vehicle Hood in Aluminum and Steel. *In Abaqus Users' Conference*
- Home A2MAC1. (n.d.). A2mac1.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://www.a2mac1.com/
- Huang, J., Liu, Z., & Long, Y. (2014). A numerical investigation of a novel hood design for pedestrian protection. *The Open Mechanical Engineering Journal*, 8(1), 872–878. https://doi.org/10.2174/1874155x01408010872
- Ibrahim, S. R., & Mikulcik, E. C. (1977). A method for the direct identification of vibration parameters from the free response. *Shock and Vibration Bulletin, 47*, 183–198
- Inomata, Y., Iwai, N., Maeda, Y., Kobayashi, S., Okuyama, H., & Takahashi, N. (2009). "Development of the Pop-up Engine Hood for Pedestrian Head Protection. *In Proceedings of the 21st (ESV) International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*
- James, G. H., & Carne, T. G. (1995). The natural excitation technique (NExT) for modal parameter extraction from operating structures. *SEM International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis*, 10(4), 260–277
- Jones, M. T., & Patrick, M. L. (1989). The use of Lanczos's method to solve the large generalized symmetric definite eigenvalue problem
- Juang, J.-N., & Pappa, R. S. (1985). An eigensystem realization algorithm for modal parameter identification and model reduction. Journal of Guidance, Control, and Dynamics: A Publication of the American Institute of Aeronautics and Astronautics Devoted to the Technology of Dynamics and Control, 8(5), 620–627. https://doi.org/10.2514/3.20031
- Kerkeling, C., Schäfer, J., Grace, D., & Thompson, -Mary. (2005). Structural hood and hinge concepts for pedestrian protection. In 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)
- Keun Bae Lee, H. J., & Jung, H. I. (2007). "The Study on Developing Active Hood Lift System for Decreasing Pedestrian Head Injury. In 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)
- KRD70 hydraulic vibration shaker-CME technology co., ltd. (n.d.). Creditcme.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://www.creditcme.com/product/detail/info/KRD70-Hydraulic-Vibration-Shaker
- Krishnaraj Vs, & Golla, R. R. (2022). A DFSS approach to optimize the hood design parameters to improve durability performance. SAE Technical Paper Series. https://doi.org/10.4271/2022-01-0771

- Laskar, A. H., & Behera, S. (2017). A comparative study of Jacobi method and Givens method for finding eigenvalues and eigenvectors of a real symmetric matrices. *International Journal of Mathematics and Its Applications, 5(4-B), 151–165.* https://ijmaa.in/index.php/ijmaa/article/view/1250
- Lee, S.-L., Kim, W.-J., & Lee, S.-B. (2022). A study on dimensional accuracy of a vehicle hood-catch considering material shrinkage of polyamide 6 and length-to-volume ratio characteristic of a shape. *Machines*, 10(10), 934. https://doi.org/10.3390/machines10100934
- Li, M., Hu, D., Liu, X., & Yuan, H. (2017). The topology optimization design research for aluminum inner panel of automobile engine hood. *IOP Conference Series. Materials Science and Engineering*, 269, 012065. https://doi.org/10.1088/1757-899x/269/1/012065
- Li, W., Long, Y., Liu, X., Zhang, H., & Wang, X. (2022). Research on lightweight and fatigue life of engine hood based on multi-objective particle swarm optimization. *Advances in Mechanical Engineering*, 14(7). https://doi.org/10.1177/16878132221114210

Liang, Y., Chen, Y., & Wang, G. (2019). Research on lightweight design of CFRP engine hood. IOP Conference Series. *Materials Science and Engineering*, 493, 012126. https://doi.org/10.1088/1757-899x/493/1/012126

Maia, N., & Silva, J. (Eds.). (1997). Theoretical & Experimental Modal Analysis. John Wiley & Sons.

- Martinez, J. O., Calçada, M., Jordan, R., & Gerges, S. N. Y. (2008). Experimental determination of the damping loss factor of highly damped ribbed-stiffened panels. *SAE Technical Paper Series*
- Masoumi, A., Shojaeefard, M. H., & Najibi, A. (2011). Comparison of steel, aluminum and composite bonnet in terms of pedestrian head impact. *Safety Science*, 49(10), 1371–1380. https://doi.org/10.1016/j.ssci.2011.05.008
- Mevada, H., & Patel, D. (2016). Experimental determination of structural damping of different materials. *Procedia Engineering*, 144, 110–115. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.05.013
- Miniature electrodynamic shakers. (n.d.). Pcb.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://www.pcb.com/sensors-for-test-measurement/electrodynamic-shaker-kits/miniature-electrodynamic-shakers
- Model 086D05. (n.d.). Pcb.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://www.pcb.com/products?m=086d05
- Model 356A32. (n.d.). Pcb.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://www.pcb.com/products?m=356a32
- Nagatomi, K., Hanayama, K., Ishizaki, T., Sasaki, S., & Matsuda, K. (2005). "Development and Full-Scale Dummy Tests of a Pop-up Hood System for pedestrian protection. *In Proceedings - 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*
- Nashif, A. D., Jones, D. I. G., & Henderson, J. P. (1985). Vibration Damping. John Wiley & Sons
- Navidi, W. C. (2010). Statistics for engineers and scientists (3rd ed.). McGraw Hill Higher Education

No title. (n.d.). Beta-cae.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://www.beta-cae.com/meta.htm

- Oh, B. K., Kim, M. S., Kim, Y., Cho, T., & Park, H. S. (2015). Model updating technique based on modal participation factors for beam structures: Model updating technique based on modal participation factors for beam structures. *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*, 30(9), 733–747. https://doi.org/10.1111/mice.12139
- Olmos, B., & Roesset, J. M. (2009). Analytical Evaluation of the Accuracy of the Half-Power Bandwidth Method to Estimate Damping Ratios in a Structure. *In Proceedings of the 4th International Conference on Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure (pp. 22–24).*

- Oppenheim, A. V., Willsky, A. S., & Nawab, S. H. (1996). Signals and Systems: International Edition (2nd ed.). Pearson.
- Pandya, J. S., & Shahnawaz, S. P. (2020). Use of viscoelastic damping for the dynamic design of an automotive structure. *International Journal of Emerging Technology and Innovation*, 7, 1621– 1632
- Pasha, H. G., Allemang, R. J., & Phillips, A. W. (2014). Techniques for synthesizing FRFs from analytical models. *In Special Topics in Structural Dynamics, Volume 6 (pp. 73–79)*. Springer International Publishing
- Pastor, M., Binda, M., & Harčarik, T. (2012). Modal assurance criterion. *Procedia Engineering, 48*, 543–548. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.09.551
- Pavlidis, V., & Siskos, D. (2009). Advanced capabilities of META for NVH postprocessing & submodelling. *In Proceedings of the ANSA* & μETA International Conference
- Peeters, B., & Van Der Auweraer, H. (2005). PolyMax: a Revolution in Operational Modal Analysis. In Proceedings of the 1st International Operational Modal Analysis Conference (pp. 26–27)
- Peeters, Bart, Carrella, A., Lau, J., Gatto, M., & Coppotelli, G. (2011). Advanced shaker excitation signals for aerospace testing. In Advanced Aerospace Applications, Volume 1 (pp. 229–241). Springer New York
- Peeters, Bart, Van der Auweraer, H., Guillaume, P., & Leuridan, J. (2004). The PolyMAX frequencydomain method: A new standard for modal parameter estimation? *Shock and Vibration*, 11(3– 4), 395–409. https://doi.org/10.1155/2004/523692
- Phadke, M. S. (1989). Quality Engineering Using Robust Design. Prentice-Hall
- Pinzaru, V., Bujoreanu, C., & Barat, O. (2024a). Structural damping analysis of a vehicle front hood: Experimental modal parameters extraction and simulation correlation. *Machines*, 12(12), 862. https://doi.org/10.3390/machines12120862
- Pinzaru, V., Bujoreanu, C., & Rapeanu, O. (2024b). Investigation of the impact of a vehicle front hood striker geometry on static stiffness performance. *Vehicles*, 6(4), 2133–2153. https://doi.org/10.3390/vehicles6040104
- Pinzaru, V., Bujoreanu, C., & Vasile, A.-C. (2023). Influence of maintain bumpers on vehicle hood modal response. Bulletin of the Polytechnic Institute of Iaşi. Machine Constructions Section, 69(2), 23–32. https://doi.org/10.2478/bipcm-2023-0012
- Pouranvari, M., & Marashi, S. P. H. (2013). Critical review of automotive steels spot welding: Process, structure, and properties. *Science and Technology of Welding and Joining*, 18(4), 361–403
- Radeș, M. (2008). Vibrații mecanice. Editura Printech.
- Radeş, M. (2010). Performance of various mode indicator functions. *Shock and Vibration*, 17(4–5), 473–482. https://doi.org/10.1155/2010/546802
- Rao, K. R., Kim, D. N., & Hwang, J. J. (2010). Fast Fourier Transform: Algorithms and Applications. Springer
- Roy, N., Germès, S., Lefebvre, B., & Balmes, E. (2004). Damping allocation in automotive structures using reduced models. In Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA)
- Santos, F. L. M., Peeters, B., Desmet, W., & Góes, L. C. S. (2016). Strain-based experimental modal analysis: New concepts and practical aspects. *In Proceedings of the International Conference* on Noise and Vibration Engineering (ISMA) (pp. 2261–2272)
- Schonstein, C., & Fodor, G. (2022). *Mecanică teoretică. Statică și Cinematică*. Editura UTPRESS. (utcluj.ro)

- Sellitto, A., Riccio, A., Magno, G., D'Errico, G., Monsurrò, G., & Cozzolino, A. (2020). Feasibility study on the redesign of a metallic car hood by using composite materials. *International Journal* of Automotive Technology, 21(2), 471–479. https://doi.org/10.1007/s12239-020-0044-5
- Shahbeyk, S., Kamalan, A., & Osanlou, M. (2003). A comparative study on vehicle aluminum and steel hood assemblies. *International Journal of Crashworthiness*, 8(4), 367–374. https://doi.org/10.1533/ijcr.2003.0244
- Sharma, J. K., & Parashar, S. K. (2019). Experimental modal analysis using laser vibrometer and finite element modeling of milling machine arbor. SN Applied Sciences, 1(6). https://doi.org/10.1007/s42452-019-0664-4
- Shen, F., Zheng, M., Feng Shi, D., & Xu, F. (2003). Using the cross-correlation technique to extract modal parameters on response-only data. *Journal of Sound and Vibration*, 259(5), 1163–1179. https://doi.org/10.1006/jsvi.2002.5203
- Siemens digital industries software community. (n.d.-a). Siemens.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://community.sw.siemens.com/s/article/*Modal-Stabilization-Diagram-Tips*
- Siemens digital industries software community. (n.d.-b). Siemens.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://community.sw.siemens.com/s/article/*spectrum-versus-autopower*
- Siemens digital industries software community. (n.d.-c). Siemens.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://community.sw.siemens.com/s/article/getting-started-with-modal-curvefitting
- Siemens digital industries software community. (n.d.-d). Siemens.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://community.sw.siemens.com/s/article/*A-Brief-History-of-Modal-Testing-and-Analysis*
- Siemens digital industries software community. (n.d.-e). Siemens.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://community.sw.siemens.com/s/article/OMG-What-is-OMA-Operating-Modal-Analysis
- Siemens digital industries software community. (n.d.-f). Siemens.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://community.sw.siemens.com/s/article/*All-About-Accelerometers*
- Siemens digital industries software community. (n.d.-g). Siemens.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://community.sw.siemens.com/s/article/window-types-hanning-flattop-uniformtukey-and-exponential
- Siemens digital industries software community. (n.d.-h). Siemens.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://community.sw.siemens.com/s/article/Modal-Testing-A-Guide
- Siemens digital industries software community. (n.d.-i). Siemens.com. Accesat pe 21 ianuarie, 2025, from https://community.sw.siemens.com/s/article/*OMA-in-Simcenter-Testlab*
- Splendi, L., Pettazzoni, M., Costi, D., & Torricelli, E. (2011). Optimization methodology for an automotive hood substructure. *Proceedings of the World Congress on Engineering, 3*
- Taherdoost, H., & Madanchian, M. (2023). Multi-criteria decision making (MCDM) methods and concepts. *Encyclopedia*, *3(1)*, 77–87. https://doi.org/10.3390/encyclopedia3010006
- Vafaei, N., Ribeiro, R. A., & Camarinha-Matos, L. M. (2018). Selection of normalization technique for weighted average multi-criteria decision making. In IFIP Advances in Information and Communication Technology (pp. 43–52). Springer International Publishing
- Vornicu, L. (2017). Senzori și traductoare. Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași
- Vs, K., & Golla, R. R. (2022). A DFSS approach to optimize the hood design parameters to improve durability performance. *SAE Technical Paper Series*
- Vyas, G. M., André, A., & Sala, R. (2020). Toward lightweight smart automotive hood structures for head impact mitigation: Integration of active stiffness control *composites*. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 31(1), 71–83. https://doi.org/10.1177/1045389x19880016

Weman, K. (2012). Welding processes handbook (2nd ed.). Woodhead Publishing

- Xu, D., Zhu, X., Miao, Q., Ma, Z., & Wu, B. (2010). The research of reversible pop-up Hood for pedestrian protection. Proceedings of 2010 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety
- Yazıcı, M., Can, Y., & Güçlü, H. (2018). Investigation of the hyperelastic material coated steel car hood concerning pedestrian head impact protection using finite element method. *Acta Physica Polonica: A*, 134(1), 238–240. https://doi.org/10.12693/aphyspola.134.238
- Youming, T., & Fujian Institute of New Energy Vehicle and Safety Technology, Xiamen University of Technology, Xiamen City, Fujian Province, P.R.China 361024. (2016). Topology optimization and lightweight design of engine hood material for SUV. *Functional Materials*, 23(4), 630–635. https://doi.org/10.15407/fm23.04.443
- Zhang, J., Shen, G. Z., Du, Y., & Hu, P. (2013). Modal analysis of a lightweight engine hood design considering stamping effects. *Applied Mechanics and Materials*, 281, 364–369. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.281.364
- Zhou, J., Wang, F., & Wan, X. (2015). Optimal design and experimental investigations of aluminium sheet for lightweight of car hood. *Materials Today: Proceedings*, 2(10), 5029–5036. https://doi.org/10.1016/j.matpr.2015.10.093
- Zoghaib, L., & Mattei, P.-O. (2015). Damping analysis of a free aluminum plate. *Journal of Vibration and Control: JVC, 21(11), 2083–2098.* https://doi.org/10.1177/1077546313507098
- Zrayka, A. K., & Mucchi, E. (2019). A comparison among modal parameter extraction methods. *SN Applied Sciences, 1(7).* https://doi.org/10.1007/s42452-019-0806-8

LISTĂ DE LUCRĂRI

a. Lucrări publicate în reviste de specialitate cotate WOS:

Pinzaru, V., Bujoreanu, C., & Barat, O. (2024). Structural Damping Analysis of a Vehicle Front Hood: Experimental Modal Parameters Extraction and Simulation Correlation. Machines, 12(12), 862. **IF=2.1**, https://doi.org/10.3390/machines12120862

Pinzaru, V., Bujoreanu, C., & Rapeanu, O. (2024). Investigation of the Impact of a Vehicle Front Hood Striker Geometry on Static Stiffness Performance. Vehicles, 6(4), 2133-2153. **IF=2.4**, https://doi.org/10.3390/vehicles6040104

Bujoreanu, C., Nitu, N.-A., **Pînzaru, V**., & Machado, J. (2024). Influence of open/closed volume types on sensor matrix design for vibroacoustic study of vehicles. Environmental Engineering and Management Journal ,23(6), 1117–1127. **IF=1.065**, https://doi.org/10.30638/eemj.2024.091

b. Lucrări publicate în reviste indexate BDI:

Pinzaru, V., Bujoreanu, C., Vasile, A. (2023). Influence of Maintain Bumpers on Vehicle Hood Modal Response. Bulletin of the Polytechnic Institute of Iași. Machine constructions Section. 69. 23-32. 10.2478/bipcm-2023-0012 (SCIENDO, GOOGLE SCHOLAR)

c. Cereri de brevet:

Pînzaru, V. (2024). Dispozitiv de închidere a unui batant de autovehicul

Pînzaru, V. (2025). Articulație capotă vehicul de tip mono-pivot cu tampon de menținere integrat

VALERIAN PÎNZARU





CINE SUNT?

Inginer dedicat, cu o pasiune deosebită pentru autovehicule si tehnologie, având experiență solidă în realizarea de simulări cu element finit și în efectuarea testelor fizice pentru sistemele de caroserie. Detin o înțelegere aprofundată a proceselor tehnice și a cerințelor de performanță din industr<u>ia</u> auto, abordând fiecare proiect CU combinație de rigurozitate analitică și gândire inovatoare. cadrul activitătii mele În profesionale, mă concentrez pe optimizarea performanțelor sistemelor și pe identificarea solutiilor eficiente care să răspundă cerințelor actuale ale industriei.

EXPERIENȚĂ PROFESIONALĂ

Din 01/01/2023 în prezent (București-Romania)

RENAULT TECHNOLOGIE ROUMANIE,

RENAULT TECHNOLOGIE ROUMANIE,

Lider Inginerie Sisteme de Deschidere

Lider Inginerie Senior

Atribuții îndeplinite: Definirea strategiilor de validare numerică și fizică pentru sistemele de deschidere auto, evoluția standardelor de concepție și analiza soluțiilor tehnice ale concurenței. Îmbunătățirea metodelor de validare, asigurarea convergenței tehnice și susținerea dezvoltării noilor angajați prin traininguri specializate.

Definirea

implementarea planurilor de validare numerică și fizică pentru sistemele de deschidere. Coordonarea activităților de validare, analiza rapoartelor de simulări și teste, asigurarea convergenței performanțelor și respectarea standardelor de concepție. Gestionarea problemelor de calitate, analiza

Din 01/10/2017 în 01/01/2023 (București-Romania)

Din 01/01/2017 în 01/10/2017 (București-Romania)

reclamațiilor clienților și coordonarea echipelor tehnice. **RENAULT TECHNOLOGIE ROUMANIE**,

Conceptor Caroserie

Atribuții îndeplinite:

Atributii îndeplinite: Verificarea regulilor tehnice de concepție și validarea desenelor de execuție pentru piesele de caroserie. Analiza și validarea simulărilor numerice, gestionarea problemelor de calitate și pilotarea planurilor de validare numerică și fizică pentru proiectele versiunilor derivate, asigurând planificarea și implementarea eficientă a acestora.

STUDII

2017

MASTER-INGINERIE MECANICĂ

Universitatea Tehnică Gheorghe Asachi Iași-Romania 2015

LICENȚĂ-INGINERIE MECANICĂ

Universitatea Tehnică Gheorghe Asachi Iași-Romania

2011 LICEU Liceul Teoretic Constantin Stere

CERTIFICATE

Project Management IPMA nivel D - 2021

INTERESE

Pe lângă cariera tehnică, sunt un pasionat al muzicii, cu un interes deosebit pentru chitară, explorând diverse stiluri și tehnici de interpretare. De asemenea, colecționarea ceasurilor reprezintă o altă arie de interes, îmbinând aprecierea pentru precizia mecanică și estetica rafinată.

PROGRAME



politicii

tehnice

APTITUDINI

- Munca în echipă
- Project Management
- Comunicare
- Negociere

LIMBI STRĂINE

•	Română:	Nativ
•	Engleză:	Avansat

- Franceză: Avansat
- Rusă: Avansat