



UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” din BUCUREȘTI

ȘCOALA DOCTORALĂ TRANSPORTURI

REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT

**CERCETĂRI PRIVIND VIBRAȚIILE SISTEMULUI
ROATĂ-ȘINĂ**

Conducător științific

Prof. dr. ing. Traian MAZILU

Doctorand

ing. Ioan Cristian CRUCEANU

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte: Prof. dr. ing. Mihaela POPA

Universitatea “POLITEHNICA” din București

Conducător de doctorat: Prof. dr. ing. Traian MAZILU

Universitatea “POLITEHNICA” din București

Membrii: 1. Prof. dr. ing. Ștefan SOROHAN

Universitatea “POLITEHNICA” din București

2. Prof. dr. ing. George STOICESCU

Universitatea Tehnică de Construcții din București

3. Prof. dr. ing. Dinel POPA

Universitatea din Pitești

BUCUREȘTI

2021

Cuprins

Prefață	I
Lista tabelelor	1
Lista figurilor	2
Liste de abrevieri și simboluri	7
1. Introducere	3
1.1. Importanța studierii vibrațiilor sistemului roată-șină	12
1.2. Obiectivele științifice ale tezei	15
1.3. Prezentarea generală a tezei	17
1.4. Lucrări publicate	59
2. Stadiul actual al cercetărilor în domeniul vibrațiilor sistemului roată-șină	25
2.1. Modelarea căii de rulare	26
2.2. Modelarea vehiculului	42
2.3. Modelul de interacțiune roată-șină	44
2.4. Cercetări privind analiza structurală a grinzilor pe fundație elastică continuă	47
3. Modelarea căii de rulare cu caracteristici elastice neliniare	50
3.1. Modelarea caracteristicilor elastice neliniare ale plăcuțelor de cauciuc și prismeii căii	52
3.2. Modelul căii de rulare	57
3.3. Deplasarea șinei și a traverselor sub acțiunea sarcinii statice	62
3.4. Modelul liniar cu caracteristică elastică omogenă	7
3.5. Ecuațiile răspunsului dinamic al căii – modelul liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă	9
3.6. Analiza răspunsului dinamic al căii	11
4. Modelarea osiei montate	128
4.1. Metoda analitică – teoria grinzii Euler-Bernoulli cu mase atașate	128
4.2. Metoda elementului finit	18
5. Studiul vibrațiilor sistemului roată-șină	147
5.1. Modelarea sistemului roată-șină	148
5.2. Ecuațiile regimului armonic permanent	153
5.3. Ecuațiile regimului aleatoriu	158
5.4. Analiza vibrațiilor sistemului roată-șină	163
6. Încercări experimentale pentru validarea modelului teoretic al sistemului roată-șină	190
6.1. Măsurarea accelerațiilor și analiza rezultatelor	190

6.2. Validarea modelului teoretic al sistemului roată-șină	206
7. Concluziile tezei și contribuțiile personale	217
7.1. Concluziile tezei	217
7.2. Contribuțiile personale	48
7.3. Direcții de dezvoltare a cercetărilor	49
Bibliografie	49

Introducere

Privit din perspectivă istorică, transportul pe calea ferată a evoluat constant în ritmul epocilor care s-au succedat de-a lungul a aproape două sute de ani, cunoscând însă o adevărată revoluție în ultimii 40 de ani când a devenit evidentă necesitatea de a se adapta la cerințele unei

societăți în permanentă schimbare. Aflat în concurență cu transportul rutier și cel aerian, transportul feroviar a trebuit să devină mai rapid, mai sigur, mai confortabil și nu în ultimul rând, mai eficient și mai puțin poluant, pentru a-și ocupa locul privilegiat în domeniul transportului din zilele noastre.

Unul dintre aceste aspecte îl reprezintă regimul de vibrații la care orice vehicul feroviar este expus în timpul circulației din cauza fenomenelor de interacțiune dintre vehicul și suprastructura căii de rulare. Specific vehiculelor feroviare este faptul că vibrațiile acestora se manifestă pe un interval foarte larg de frecvențe începând de la 0,5 Hz și mergând până la 5000 Hz. Ocupând un interval atât de extins de frecvențe, vibrațiile vehiculelor feroviare iau forme diferențiate ce pot fi puse în evidență prin aplicarea principiului decuplării vibrațiilor, în funcție de frecvențele proprii ale vehiculului, ca sistem mecanic, sau ale unor subsisteme ale acestuia care devin sisteme de sine stătătoare în baza principiului menționat.

Studiul vibrațiilor roată-șină are o importanță practică deosebită pentru a identifica cu atenție mecanismele prin care aceste vibrații se produc și pentru a găsi căile și mijloacele de diminuare a acestora. Rezolvarea problemelor ridicate de vibrațiile sistemului roată-șină a atras atenția de-a lungul timpului a numeroși cercetări, începând cu Stephan Timoshenko, care au îmbogățit sistematic patrimoniul științific prin studii teoretice și cercetări experimentale. Prin tematica propusă, lucrarea de față se încadrează firesc în curentul general al cercetărilor în domeniul vibrațiilor sistemului roatășină, contribuind la îmbunătățirea modelelor teoretice de studiu a acestor tipuri de vibrații. Perfecționările introduse în modelul de studiu a vibrațiilor sistemului roată-șină permit investigarea a noi aspecte ale vibrațiilor sistemului roată-șină cu potențial de aplicabilitate în vederea îmbunătățirii transportului feroviar.

Din punct de vedere științific, tema propusă în această teză privind vibrațiile sistemului roată-șină se încadrează într-un domeniu mult mai larg cu multiple aplicații, care este cunoscut sub denumirea generică *problema sarcinii mobile* sau *moving load problem* în literatura anglosaxonă [94]. În dinamica structurilor elastice, prin sarcină mobilă se înțelege o forță care își modifică în timp suportul, iar domeniul menționat mai sus are ca obiect de studiu răspunsul structurilor elastice la sarcini mobile.

În această lucrare, se propune o soluție relativ simplă care însă asigură o foarte bună precizie a calcului, așa cum se va vedea pe parcurs.

Astfel, primul obiectiv specific constă în aproximarea caracteristicilor elastice forță deformare ale plăcuțelor de șină și ale prisme de balast printr-o funcție biliniară, caracterizată printr-o porțiune 'elastică' și una 'rigidă' și un punct de tranziție de la porțiunea elastică la cea rigidă. Pentru aceasta, pentru fiecare caz în parte, s-a plecat de la caracteristica neliniară forțădeformare corespunzătoare și s-au determinat rigiditatea caracteristicii biliniare pe cele două porțiuni și coordonatele punctului de tranziție. De asemenea, s-a determinat domeniul de aplicabilitate al caracteristicii biliniare, precum și erorile pe care utilizarea acesteia le introduce în raport cu caracteristică neliniară originală. Atingerea acestui obiectiv a necesitat rezolvarea unei complicate probleme de minim prin metoda celor mai mici pătrate. Dificultatea problemei rezidă în numărul mare de variabile care trebuie luate în calcul și, din această cauză, a imposibilității rezolvării pe cale analitică.

Al doilea obiectiv specific a avut ca țel includerea acestor caracteristici biliniare ale plăcuțelor de șină și ale prisme de piatră spartă în modelul șinei considerată ca o grindă infinită pe fundație continuă cu două straturi elastice. Primul strat elastic introduce efectul plăcuțelor de șină, iar al doilea strat elastic, efectul prisme de piatră spartă. În această etapă interesează lăsarea șinei sub acțiunea sarcinii statice (aplicată de roată). Este o problemă neliniară pentru că prin cumularea celor două caracteristici biliniare rezultă o caracteristică cu trei ramuri de tip liniar și trebuie calculată lungimea zonelor de șină care reazemă pe fiecare porțiune în parte.

Pentru rezolvarea ecuațiilor obținute din condițiile la limite scrise pentru secțiunile de joncțiune ale diferitelor zone ale șinei s-a elaborat o procedură iterativă bazată pe algoritmul NewtonRaphson.

Odată delimitate zonele șinei care lucrează pe diferitele porțiuni ale caracteristicii fundației elastice, se poate trece la al treilea obiectiv specific: răspunsul dinamic al șinei, calculat sub formă de receptanță. În această etapă se ia în considerare și efectul inerțial al traverselor. Spre deosebire de modelele clasice la care șina este reprezentată printr-o grindă pe fundație elastică omogenă (rigiditate și amortizare constante de-a lungul fundației), în lucrarea de față, fundația elastică este de tip neomogen întrucât rigiditatea și amortizarea se modifică de la o zonă la alta a șinei în mod corespunzător caracteristicii cu trei ramuri.

Al patrulea obiectiv specific rezultă din necesitatea de a avea un reper de comparație a rezultatelor obținute cu noul model. În acest scop a fost elaborat un model echivalent cu caracteristică elastică omogenă și s-a calculat răspunsul dinamic al șinei. Parametrii de echivalență sunt lăsarea șinei și a traverselor în dreptul sarcinii statice.

Modelarea osiei montate reprezintă al cincilea obiectiv specific. Pentru aceasta, este elaborat un prim model analitic care este bazat pe teoria grinzii Euler-Bernoulli cu corpuri rigide atașate pentru a modela corpul osiei și roțile. Acest model are rolul de referință pentru cel deal doilea model, mult mai complex, care ține seama de geometria complicată a roților cu ajutorul metodei elementelor finite. Rezultatele similare obținute cu cele două modele în ceea ce privește modurile proprii de încovoiere de joasă frecvență ale osiei montate dau consistență acestei abordări.

Al șaselea obiectiv specific constă în asamblarea modelului căii și cel al osiei montate pentru a defini modelul pentru studiul vibrațiilor sistemului roată-șină. Sunt luate în considerare și masa suspendată a cadrului de boghiu și suspensia primară obținându-se un model cuprinzător cu un domeniu extins de frecvență.

După elaborarea modelului pentru studiul vibrațiilor sistemului roată-șină se trece la atingerea următoarelor două obiective specifice: comparația dintre rezultatele obținute cu modelul propus în această lucrare, cu fundație neomogenă, și rezultatele obținute cu un modelul clasic echivalent și, respectiv, analiza influenței principalilor parametri neliniari ai plăcuțelor de șină și ai prisme de piatră spartă asupra nivelului de vibrații.

Ultimul obiectiv specific constă în validarea modelului propus prin comparația rezultatelor obținute prin măsurători cu cele furnizate prin aplicarea modelului cu fundație neomogenă.

Structura tezei este articulată pe șapte capitole după cum urmează.

Primul capitol, pune în evidență, așa cum s-a văzut deja, importanța temei abordate în această lucrare, obiectivul principal, precum și obiectivele specifice. În final, sunt trecute în revistă lucrările elaborate de-a lungul stagiului de doctorat și publicate de către autor sub coordonarea conducătorului de doctorat și a membrilor comisiei de îndrumare.

Capitolul al doilea este dedicat analizării stadiului actual al cercetărilor în domeniul temei, respectiv vibrațiile sistemului roată-șină.

Capitolul 3 se ocupă de modelarea căii de rulare cu caracteristică neliniară. În primul subcapitol este prezentată procedura de aproximare a caracteristicii elastice neliniare a plăcuțelor de șină și a prisme de piatră spartă printr-o funcție biliniară. Este prezentat apoi modelul căii de rulare și se determină deplasarea șinei și a traverselor sub acțiunea sarcinii statice. Se trece la elaborarea modelului echivalent cu caracteristică elastică omogenă pe baza deplasării șinei și a traverselor sub sarcina statică. Sunt deduse ecuațiile răspunsului dinamic

atât pentru modelul cu caracteristică elastică neomogenă, cât și pentru modelul echivalent cu caracteristică elastică omogenă. Ultima parte este rezervată analizei răspunsului dinamic, făcându-se o comparație între rezultatele obținute cu cele două modele.

În capitolul 4 este prezentat modelul osiei montate. În prima parte, este elaborat modelul analitic al osiei montate bazat pe teoria grinzii Euler-Bernoulli cu mase rigide atașate. Ca element ilustrativ este considerată osia montată a unui vagon de călători aflat în exploatarea curentă pe rețeaua CFR. Sunt puse în evidență modurile de excitație simetrică și antisimetrică și sunt calculate și analizate funcțiile de răspuns în frecvență, respectiv receptanța în secțiunile roților. În cea de a doua secțiune a capitolului este prezentat modelul osiei montate elaborat pe baza metodei elementelor finite. Este un model 3-D alcătuit din aproape 11000 de elemente tetraedrice cu peste 20000 de noduri. Pentru rularea pe calculator s-a utilizat pachetul de programe ANSYS. Este calculată receptanța roților considerând cele două moduri de excitație care apoi este comparată cu receptanța roții obținută cu modelul analitic.

Capitolul 5 are ca obiect studiul vibrațiilor sistemului roată-șină cu ajutorul modelelor elaborate anterior care acum sunt integrate în modelul întregului sistem având ca elemente componente șina, osia, masa suspendată a boghiului și suspensia primară. Sunt prezentate relațiile contactului elastic dintre roată și șină pornind de la teoria neliniară a lui Hertz privitoare la contactul dintre două corpuri elastice. Sunt deduse ecuațiile regimului armonic permanent, calculându-se expresiile funcțiilor de răspuns în frecvență ale mărimilor de interes ale modelului: deplasarea roții și a șinei în secțiunea de contact cu roata, deplasarea masei suspendate a boghiului, precum și forța de contact și forța din suspensia primară. În continuare, sunt determinate ecuațiile regimului aleatoriu, prezentându-se și o procedură pentru determinarea spectrului extins al excitației sistemului roată-șină: nivelmentul căii la frecvențe joase și rugozităților suprafețelor de rulare la frecvențe medii și înalte. Ultima parte a capitolului este ocupată cu analiza vibrațiilor roată-șină, punctându-se aspectele relevante pe care modelul propus în această lucrare le pune în evidență.

Capitolul 6 este destinat prezentării încercărilor experimentale efectuate cu scopul de a avea un referențial în vederea validării modelului teoretic pentru studiul vibrațiilor sistemului roată-șină. Este descrisă pe larg procedura de organizare a încercărilor, aparatura folosită, iar apoi sunt analizate rezultatele obținute. Concret, încercările au fost efectuate cu un tren experimental la circulația în linie curentă cu diferite viteze de circulație și au avut ca obiectiv principal măsurarea accelerațiilor la nivelul cutiei de osie și cadrului de boghiu de la un vagon de călători. Analiza spectrelor de accelerație măsurate a arătat existența defectelor de poligonalizare a roților, ceea ce a permis elaborarea unei proceduri de comparare a spectrelor de accelerație măsurată cu cele determinate prin calcul, validându-se astfel modelul teoretic.

În ultimul capitol al tezei, al 7-lea, sunt prezentate principalele concluzii privind studiul vibrațiilor sistemului roată-șină desprinse din analiza rezultatelor teoretice obținute. Sunt prezentate contribuțiile originale și sunt indicate o serie de posibile căi de dezvoltare a cercetărilor ulterioare.

Teza se încheie cu un capitol de Bibliografie conținând 172 referințe bibliografice.

Contribuții personale

Capitolul 3 are ca scop determinarea răspunsului dinamic al șinei în termeni de receptanță punând în evidență influența neliniarităților caracteristicii elastice a plăcuțelor de

cauciuc și a prismeii căii. Pentru aceasta, este dezvoltat un model original care este prezentat succint în cele ce urmează.

Așadar, pentru modelarea căii cu caracteristici elastice neliniare se propune un model cu două etaje elastice, unul pentru plăcuțele de cauciuc, iar celălalt pentru prisma căii, liniarizat în jurul poziției de echilibru a căii sub sarcina statică. Caracteristic acestui model este faptul că rigiditatea fundației se modifică de-a lungul căii. Astfel, există o zonă în jurul sarcinii statice unde fundația funcționează pe porțiunile rigide ale caracteristicilor elastice ale celor două etaje elastice. Mai departe, este o zonă de tranziție în care fundația lucrează pe porțiunea elastică a plăcuțelor de cauciuc și pe porțiunea rigidă a caracteristicii prismeii căii, pentru ca mai apoi, la distanță mai mare de secțiunea sarcinii statice, fundația să lucreze pe porțiunile elastice ale caracteristicilor plăcuțelor de șină și prismeii căii. Se observă că modelul este cu caracteristică elastică neomogenă, motiv pentru care în continuare se face referire la *modelul liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă* (MLCEN).

Pentru comparație, se va utiliza un model liniar, dar cu fundație omogenă, la care caracteristica elastică nu se modifică de-a lungul căii. Acesta este obținut plecând de la efectul sarcinii statice asupra căii, respectiv lăsarea șinei și a traverselor în secțiunea în care acționează sarcina statică. Practic, cu ajutorul modelului căii cu caracteristică elastică neliniară se calculează lăsarea șinei și a traverselor în secțiunea sarcinii statice, iar apoi se determină constantele elastice ale unui model cu fundație cu caracteristică omogenă. Se va face referire la acest model ca fiind *modelul liniar cu caracteristică elastică omogenă* (MLCEO).

Modelul liniar cu caracteristică elastică omogenă

În figura 22 este prezentat modelul liniar echivalent care are în componere o grindă infinită de tip Euler-Bernoulli caracteristică elastică omogenă.

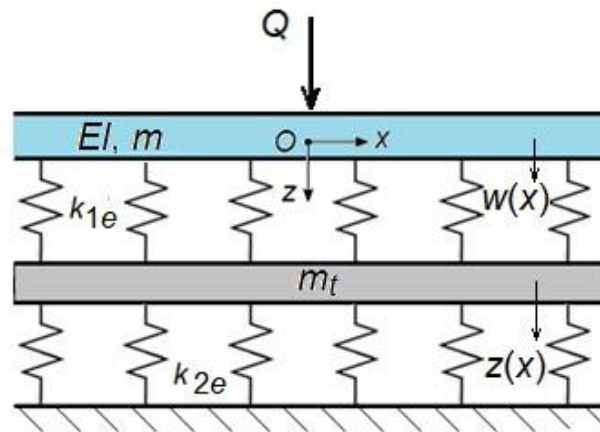


Fig. 22. Modelul liniar cu caracteristică elastică omogenă.

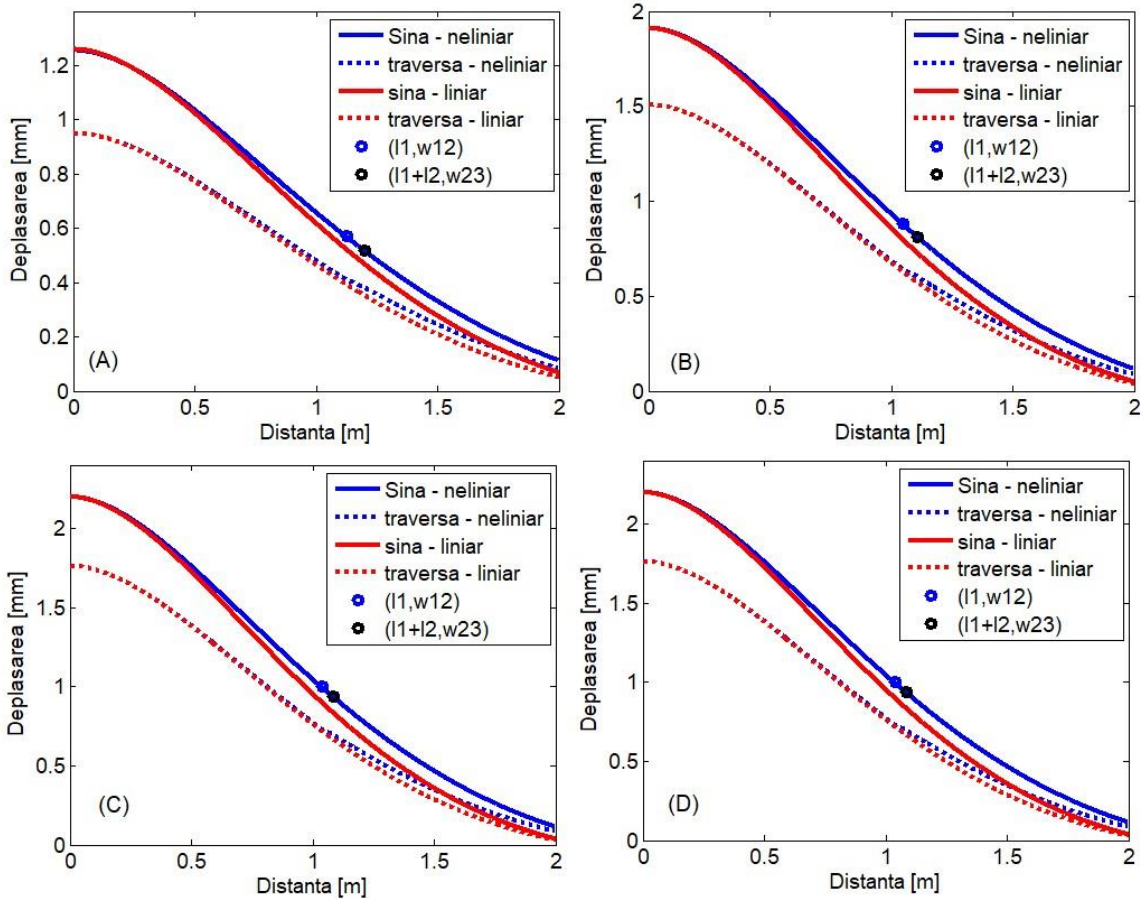


Fig. 23. Comparație între modelul neliniar și MLCEO în ceea ce privește deplasarea șinei și a traverselor.

Figura 23 prezintă deplasarea șinei și a traverselor de-a lungul căii pentru cele două tipuri de modele, considerând valorile maxime ale forțelor de apăsare, Q_0 . Se observă în primul rând faptul că deplasarea șinei este mai mare decât deplasarea traverselor aspect care se justifică prin efectul elasticității plăcuțelor de șină. Pe curba care arată deplasarea șinei calculată după modelul neliniar sunt figurate secțiunile de trecere de la caracteristica rigid-rigid la cea elastic-rigid și apoi de la caracteristica elastic-rigid la cea elastic-elastic. Rezultatele obținute cu cele două tipuri de modele sunt foarte apropiate în vecinătatea secțiunii în care acționează forța statică, iar apoi apar unele diferențe. Astfel, se constată că deplasarea șinei și a traverselor de-a lungul căii sunt mai mici în cazul modelului liniar cu caracteristică elastică omogenă. Pe cale de consecință, aceasta arată că MLCEO supraestimează rigiditatea căii.

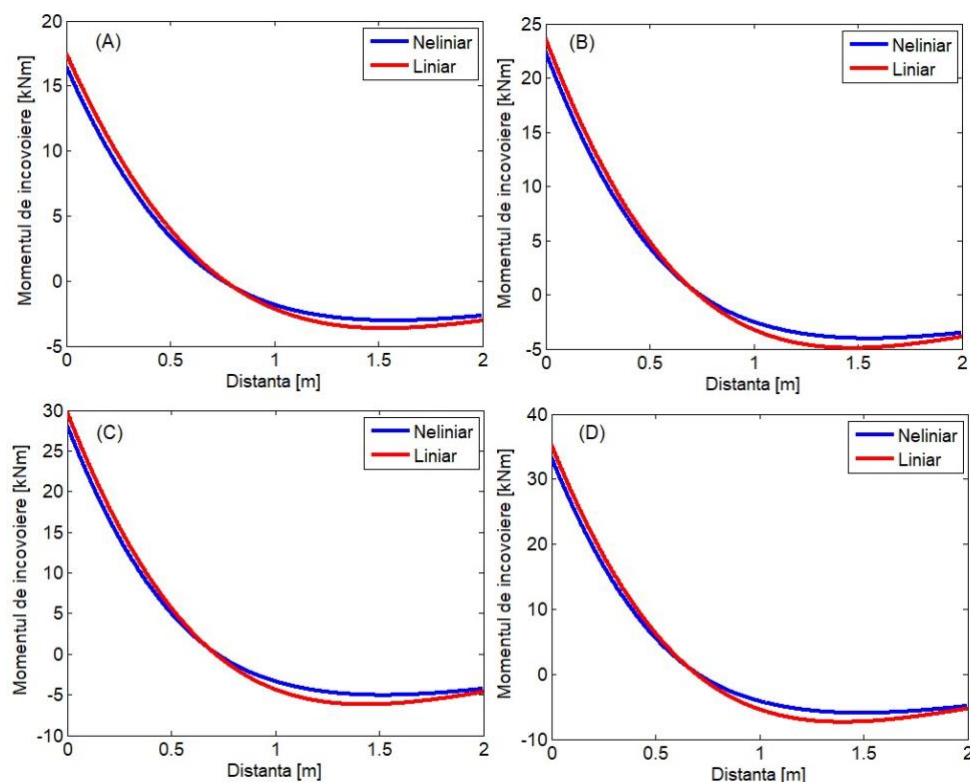


Fig. 24. Comparație între modelul neliniar și MLCEO în ceea ce privește momentul de încovoiere.

Figura 24 prezintă momentul de încovoiere de-a lungul căii calculat cu cele două modele. În mod evident, solicitarea la care este supusă șina datorită momentului de încovoiere este maximă în secțiunea de încărcare și scade pe măsură ce distanța crește față de secțiunea forței de încărcare. În apropierea forței, MLCEO supraestimează valoarea momentului de încovoiere. În schimb, tendința se inversează în câmpul depărtat de forța de încărcare.

MLCEO va fi utilizat drept referință pentru raportarea rezultatelor obținute cu ajutorul modelului neliniar pentru regimul armonic permanent.

Modelul liniar cu caracteristică elastică neomogenă

După ce s-a calculat deplasarea șinei și cea a traverselor sub acțiunea sarcinii statice care acționează asupra șinei și s-au stabilit porțiunile de lucru ale caracteristicilor elastice ale plăcuțelor de cauciuc și ale prismeii căii, se poate trece la calculul răspunsului dinamic, respectiv la calculul receptanței șinei și a traversei. Aceasta presupune că asupra șinei acționează o forță armonică $\Delta Q(t)$ de amplitudine ΔQ și frecvență ν .

Practic, este vorba despre liniarizarea modelului neliniar al căii în jurul poziției de echilibru sub sarcina statică pe roată. În funcție de mărimea sarcinii statice pe roată, se deosebesc trei cazuri după cum urmează.

Primul caz se referă la situația în care sarcina statică pe roată nu depășește limita Q_{12} corespunzătoare trecerii de la porțiunea elastică la cea rigidă a caracteristicii biliniare a prismeii căii ($k_{22} \rightarrow k_{21}$). Atât plăcuțele de șină, cât și prisma căii lucrează pe porțiunile elastice ale caracteristicilor biliniare, iar modelul rezultat are caracteristică elastică omogenă.

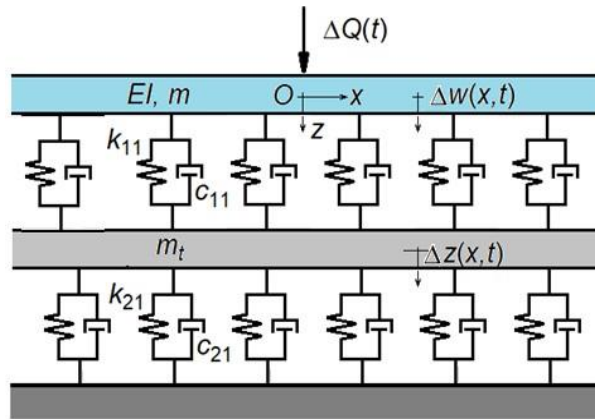


Fig. 25. Modelul căii pentru regimul dinamic în cazul *elastic-elastic*.

Al doilea caz apare când sarcina statică pe roată depășește limita Q_{12} , dar este mai mică decât limita Q_{23} . Plăcuțele elastice lucrează numai pe porțiunea elastică a caracteristicii biliniare, iar prisma căii lucrează pe porțiunea rigidă a caracteristicii biliniare într-o zonă din apropierea secțiunii de aplicare a sarcinii statice. Lungimea acestei zone este calculată conform celor prezentate la § 3.3. În rest, prisma căii lucrează pe porțiunea elastică. Modelul este cu caracteristică elastică neomogenă.

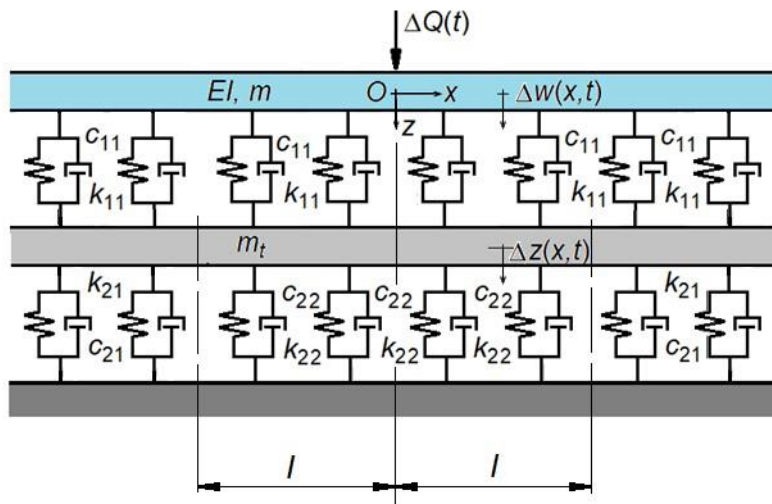


Fig. 26. Modelul căii pentru regimul dinamic în cazul *elastic-rigid*.

Dacă asupra șinei acționează numai sarcina statică, atunci trecerea de la porțiunea rigidă la cea elastică a caracteristicii prismeii căii este delimitată de o singură secțiune a cărei poziție este dată de calculul de la § 3.3. Când asupra șinei acționează și o forță dinamică (armonică), atunci, elementele stratului inerțial al traverselor aflate în imediata vecinătate a secțiunii de trecere vor lucra, mai mult sau mai puțin, în timpul compresiunii, pe porțiunea rigidă, iar în timpul destinderii pe ramura elastică a caracteristicii prismeii căii. Cu alte cuvinte, există o zonă de tranziție în jurul secțiunii de trecere de-a lungul căreia regimul de vibrație al elementelor stratului inerțial al traverselor este influențat atât de porțiunea elastică, cât și de cea rigidă a caracteristicii biliniare a prismeii căii. Acum, dacă amplitudinea forței dinamice este mică, atunci influența vibrației stratului inerțial al traverselor din zona de trecere de la porțiunea rigidă la cea elastică a caracteristicii prismeii de balast asupra regimului dinamic al șinei este neglijabilă. Ca urmare a acestui fapt, rezultă un model liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă.

Ultimul caz apare dacă sarcina statică pe roată este mai mare decât limita Q_{23} . Acest caz este similar cu cel precedent cu deosebirea că de data aceasta sunt două secțiuni de tranziție, una când se face trecerea de la porțiunea rigidă la cea elastică a caracteristicii biliniare a plăcuțele de șină ($k_{12} \rightarrow k_{11}$), iar cea de a doua, la trecerea de la porțiunea rigidă la cea elastică a caracteristicii biliniare a prismeii căii ($k_{22} \rightarrow k_{21}$). Considerațiile de mai sus se aplică și în acest caz, rezultând un model liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă.

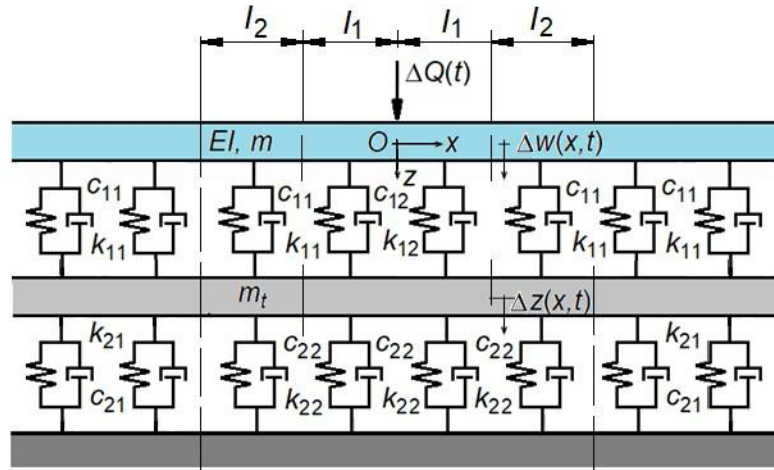


Fig. 27. Modelul căii pentru regimul dinamic în cazul *rigid-rigid*.

Cazul *rigid-rigid*: $Q > Q_{23}$.

Cazul *rigid-rigid* este cazul general și se referă la faptul că ambele structuri elastice ajung să lucreze pe porțiunea lor rigidă în zona centrală din jurul secțiunii sarcinii verticale. Pentru aceasta, sarcina statică Q trebuie să depășească sarcina de prag Q_{23} . Figura 27 arată modelul mecanic care reflectă acest caz.

Analiza răspunsului dinamic al căii

În continuare sunt prezentate cele mai importante aspecte ale răspunsului dinamic al șinei utilizând MLCEN. Așa cum s-a menționat, ca elemente de comparație sunt luate rezultatele care se obțin cu ajutorul MLCEO.

Având în vedere faptul că sarcina maximă până la care poate fi aplicată varianta C este de 128 kN, valoare care este mai mare decât sarcina statică admisă pe roată pe rețelele feroviare europene (125 kN), pentru analiză se aleg parametrii modelului liniar echivalent corespunzători acestei variante.

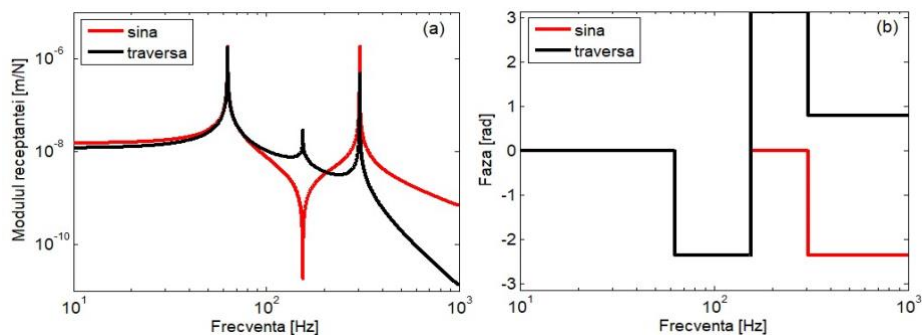


Fig. 28. Răspunsul dinamic al șinei și al traversei în secțiunea forței armonice – MLCEO (cazul C): (a) modulul receptanței; (b) defazajul.

Se consideră pentru început cazul MLCEO fără amortizare. Fig. 28 prezintă răspunsul dinamic al șinei și al traverselor în secțiunea forței armonice de excitație, respectiv modulul receptanței și defazajul.

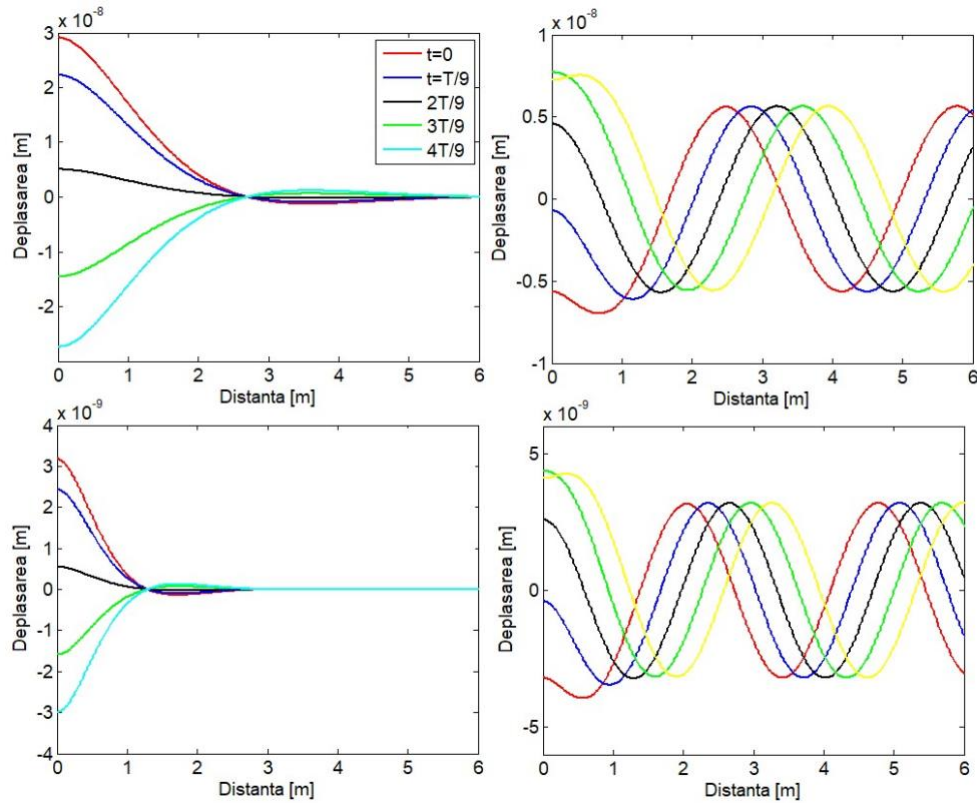


Fig. 29. Undele de încovoiere prin șină (MLCEO): (a) 50 Hz; (b) 100 Hz; (c) 200 Hz; (d) 400 Hz.

Comparând rezultatele obținute cu cele două modele de amortizare, se observă că în domeniul frecvențelor mai mari decât cea de a doua frecvență de rezonanță acestea sunt similare: receptanțele calculate tind asimptotic spre receptanțele obținute cu modelul fără amortizare. De asemenea, ambele modele influențează răspunsul dinamic al căii în zona frecvențelor de rezonanță și de antirezonanță în aceeași manieră, reduc răspunsul dinamic în dreptul frecvențelor de rezonanță și determină o anumită amplificare a acestuia la frecvența de antirezonanță. Cu toate acestea, răspunsul dinamic al căii la joasă frecvență are în mod evident o amplitudine mai mică în cazul amortizării hysteretice. Mai mult, receptanța calculată cu modelul hysteretic nu tinde la receptanța calculată cu modelul neamortizat așa cum se întâmplă în cazul amortizării vâscoase, ci este mai mică decât aceasta, ceea ce semnifică o rigidizare a modelului căii.

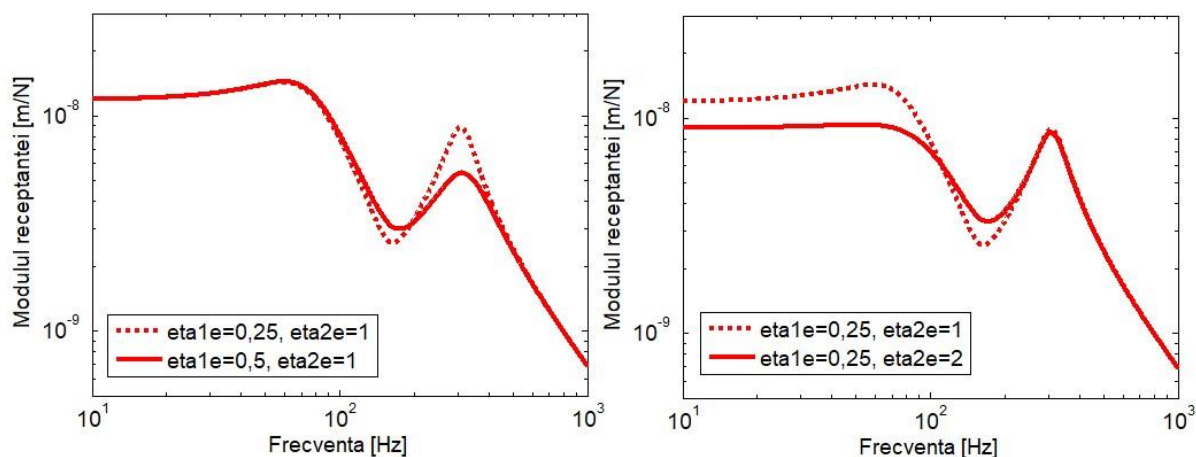


Fig. 34. Domeniile de frecvență în care amortizarea histeretică a plăcuțelor de cauciuc și a prisme de balast influențează răspunsului dinamic al șinei (MLCEO).

Figura 34 prezintă domeniile de frecvență în care amortizarea histeretică a plăcuțelor de șină și a prisme de balast influențează receptanța șinei. Dacă în privința influenței amortizării histeretice a plăcuțelor de cauciuc se constată aceeași tendință ca în cazul amortizării liniare, atunci în ceea ce privește influența amortizării histeretice a prismeii căii, aceasta se manifestă nu numai printr-o reducere a receptanței în zona primei frecvențe de rezonanță și o mărire a receptanței șinei la frecvența de antirezonanță, ci și printr-o rigidizare pe întregul domeniu de frecvențe situate sub prima frecvență de rezonanță.

Un aspect foarte important al răspunsului dinamic al șinei care influențează capacitatea acesteia de a produce zgomot este legat de modul în care descrește amplitudinea undelor de încovoiere de-a lungul căii. Dacă amplitudinea descrește mai puțin în raport cu distanța până la punctul de excitație, atunci vibrația șinei este mai intensă și, ca urmare, cantitatea de energie mecanică transformată în energie acustică este mai mare – zgomotul produs de șină este mai intens.

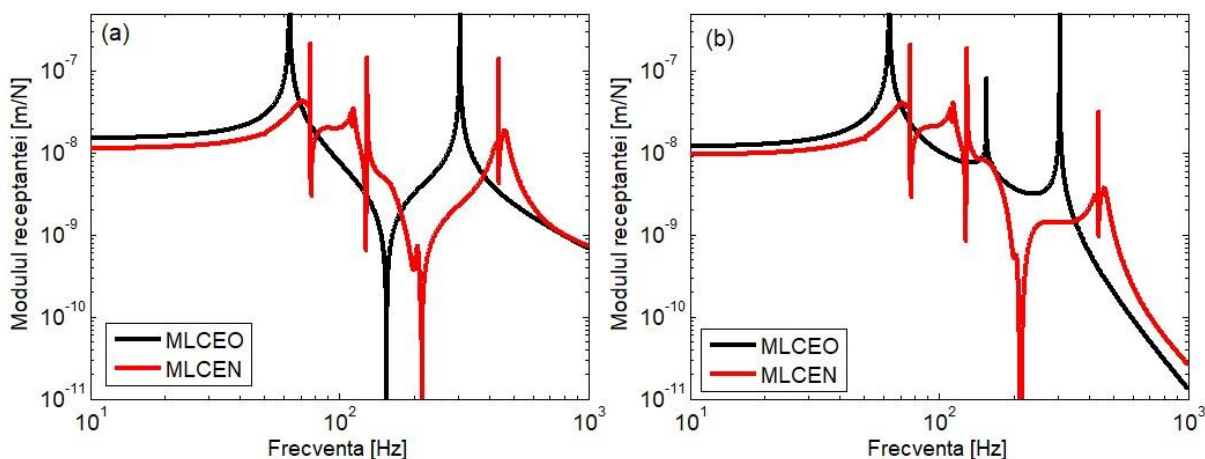


Fig. 38. Răspunsul dinamic al căii – comparație cantitativă MLCEN - MLCEO (caz C): (a) receptanța șinei; (b) receptanța traverselor.

Figura 38 permite o comparație cantitativă a rezultatelor obținute cu cele două modele de cale. Se observă că receptanța șinei și cea a traverselor calculate cu MLCEN prezintă o serie de vârfuri situate la următoarele frecvențe: 76,6, 113,8, 129,9 și 436,8 Hz. Totodată pot fi

observate regimuri de tip antirezonaant atât pentru șină, cât și pentru traverse la 77,2, 128,3, 211,3 și 437,7 Hz. Se reamintește că MLCEO prezintă două frecvențe de rezonanță la 63,3 Hz și la 306,0 Hz, precum și o frecvență de antirezonaantă la 155,2 Hz. Niciuna dintre aceste valori obținute cu MLCEO nu se regăsește printre valorile omoloage date de calculul cu MLCEN. În plus, la frecvențe joase, receptanțele rezultate din aplicarea MLCEO sunt mai mari decât cele de la MLCEN, ceea ce indică faptul că MLCEO subestimează rigiditatea căii.

În condițiile în care apar diferențe atât de mari între rezultatele obținute cu modelul neliniar și cu cel liniar echivalent, este nevoie de o investigaare suplimentară pentru găsi motivul acestor diferențe.

Cauzele acestor diferențe rezidă din valorile rigidităților MLCEO care sunt mult diferite de cele ale zonei rigid-rigid care înconjoară forța de excitație în cazul MLCEN și care determină caracteristicile principale ale diagramei receptanței șinei în secțiunea forței de excitație.

Se poate semnala o mai bună potrivire dacă în locul MLCEO echivalent se ia în consideraare MLCEO rigid-rigid. Cu toate acestea, există diferențe importante în domeniul de frecvență cuprins între prima frecvență de rezonanță și frecvența de antirezonaantă. În primul rând există o discrepanță între rezultatele date de cele două modele în zona primei frecvențe de rezonanță. În al doilea rând, MLCEN arată existența unei zone în care comportamentul este de tip antirezonaant la 150 Hz urmat apoi de o zonă dominată de un vârf al receptanței la 162 Hz. Aceste diferențe se pot explica prin faptul că în cazul MLCEN, în acest domeniu de frecvență, se propagă în zona din jurul forței de excitație (rigid-rigid) unde de propagare staționare caracterizate prin existența unor ventre și noduri. Aceste unde sunt rezultatul suprapunerii undelor directe care pleacă din secțiunea forței de excitație și a undelor reflectate de neomogenitatea fundației elastice în secțiunea în care se trece de la zona rigid-rigid la cea elastic-rigid și apoi după o foarte mică distanță la zona elastic-elastic. Spre deosebire, la MLCEO, datorită omogenității caracteristicii elastice a fundației, aceste tip de unde (de propagare staționare) nu apare.

Calcululele au fost efectuate pentru 6 frecvențe relevante pentru a acoperi intervalele de frecvență în care răspunsul dinamic al șinei prezintă particularitățile care au fost revelate mai sus. Diagramele arată diferențe importante la toate frecvențele de calcul între modul cum evaluează fiecare model atenuarea undelor de încovoiere de-a lungul șinei, indiferent de modelul de amortizare utilizat. Cele mai mari diferențe sunt între rezultatele date de MLCEN și cel MLCEO echivalent.

Capitolul 4 prezintă modelul osiei montate în vederea utilizării ulterioare pentru simularea vibrațiilor sistemului roată-șină. Ca aplicație numerică s-a consideraat osia de la un vagon de călători seria 19-55 care poate circula cu viteze de până la 140 km/h pe rețeaua feroviară română (CFR). Vagonul este echipat cu boghiuri Minden-Deutz care sunt prevăzute cu saboți de frână.

Pentru calculul răspunsului dinamic al osiei montate în dreptul roților se utilizează două metode și anume, o metodă analitică bazată pe teoria grinzii Euler-Bernoulli și metoda elementului finit. Rațiunea de a proceda în acest mod pleacă de la faptul că metoda elementului finit este un instrument teoretic foarte puternic, de mare precizie pe un domeniu întins de frecvență, dar sunt situații în care această metodă poate da rezultate eronate datorită sensibilității, mai ales în cazul structurilor complicate, cum este și roata de cale ferată. Într-o astfel de eventualitate se recomandă ca rezultatele obținute cu metoda elementului finit să fie validate fie pe cale experimentală, fie cu ajutorul unui model analitic simplu care da rezultate sigure, dar într-un domeniu limitat de frecvență, de obicei la frecvență joasă.

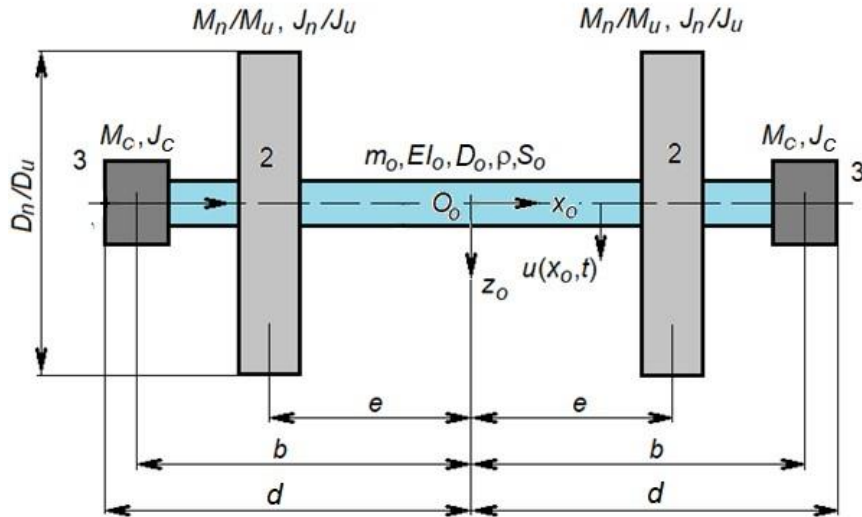


Fig. 1. Modelul mecanic 2 – D pentru metoda analitică: 1) osia; 2) roțile; 3) cutiile de osie.

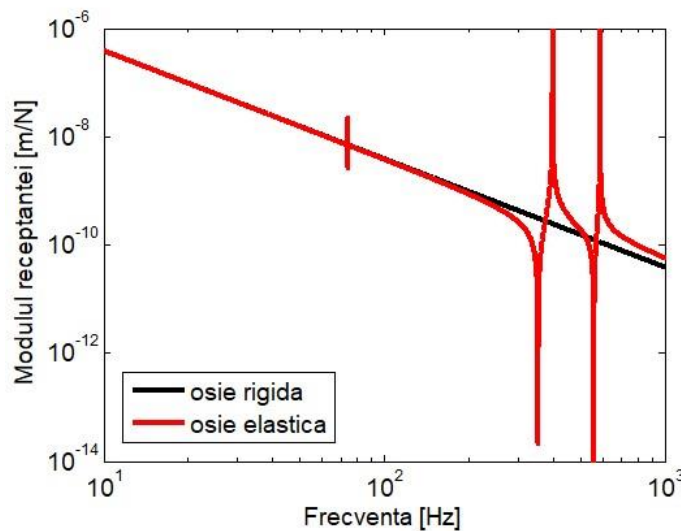


Fig. 3. Receptanța roții la excitație simetrică la suprafața de rulare.

Figura 3 prezintă receptanța la nivelul roților pentru cazul excitației simetrice aplicată la nivelul suprafețelor de rulare considerându-se roțile în stare nouă; domeniul de frecvență este cuprins între 10 și 1000 Hz.

Receptanța roții are un caracter bivalent. Pe de o parte, receptanța roții are un caracter inerțial, graficul acesteia suprapunându-se peste cel al receptanței osiei rigide pe o largă plajă de frecvențe. De notat că această caracteristică a receptanței roții se manifestă la frecvențe joase și până în apropierea celei de a doua frecvență de rezonanță când receptanța roții începe să se abată în mod sensibil de la caracterul pur inerțial.

Pe de altă parte, receptanța roții are un caracter rezonant-antirezonant. Calculele arată că în domeniul de frecvență considerat, osia montată are rezonanțe la 74,35 Hz, 399,1 Hz și 589,7 Hz. Caracterul antirezonant se manifestă la frecvențe mai mici decât frecvențele de rezonanță și se explică prin faptul că osia este străbătută de unde de încovoiere de propagare

care sunt emergente din secțiunile în care acționează forțele de excitație (în cazul de față, din secțiunile roților) și se propagă spre cele două capete ale osiei unde are loc reflexia acestora. Undele reflectate se suprapun peste undele directe și astfel se formează undele staționare.

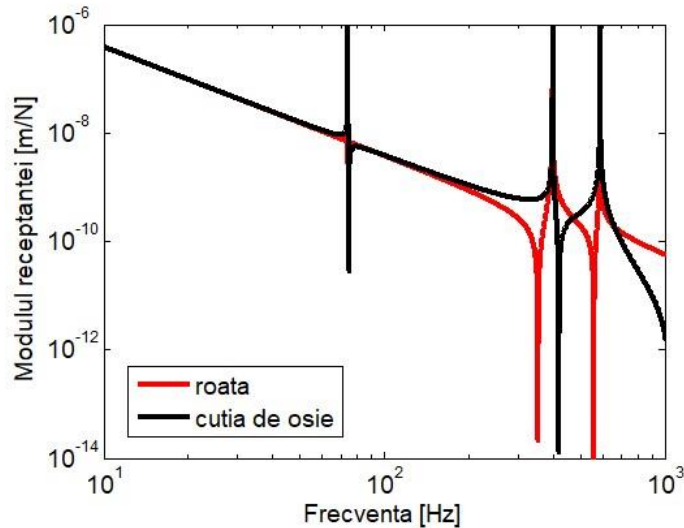


Fig. 4. Receptanța roții și a osiei la cutia de osie la excitație simetrică la suprafața de rulare.

Figura 4 prezintă receptanța în dreptul roții și în dreptul cutiei de osie când osia montată este excitată simetric la nivelul suprafețelor de rulare. În mod evident, nu se modifică frecvențele de rezonanță ale osiei montate pentru că acestea sunt o proprietate intrinsecă, însă frecvențele de antirezonanță se modifică în funcție de secțiunea osiei care este luată în calcul. La nivelul cutiei de osie, frecvențele de antirezonanță apar la frecvențe mai mari decât frecvențele de rezonanță.

Figura 5 arată graficele receptanțelor în dreptul roții și în dreptul cutiei de osie când osia montată este excitată în mod simetric la nivelul cutiilor de osie. După cum s-a arătat, acest tip de excitație ajută să se ia în calcul forțele care acționează asupra osiei montate prin intermediul suspensiei primare. Receptanța roții prezintă regimul antirezonant la frecvențe mai mari decât frecvența de rezonanță, respectiv la 74,95 Hz și la 420,7 Hz. Antirezonanța de după a treia frecvență de rezonanță de la 589,7 Hz se produce la o frecvență mai mare de 1000 Hz cât este limita de calcul considerată.

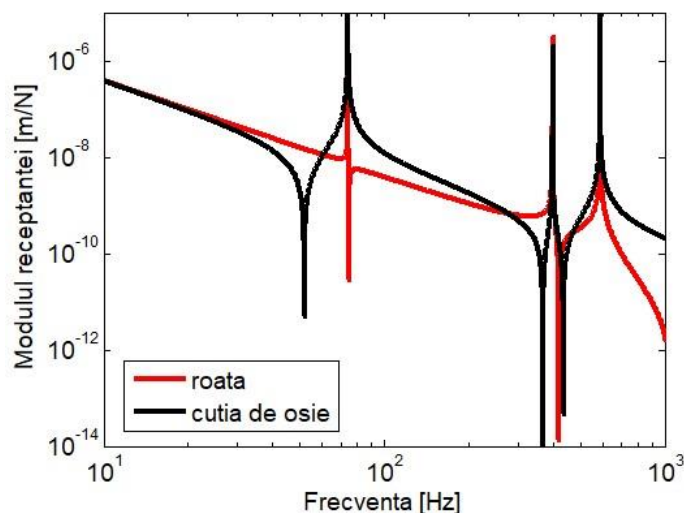


Fig. 5. Receptanța roții și a osiei la cutia de osie la excitație simetrică la nivelul cutiilor de osie.

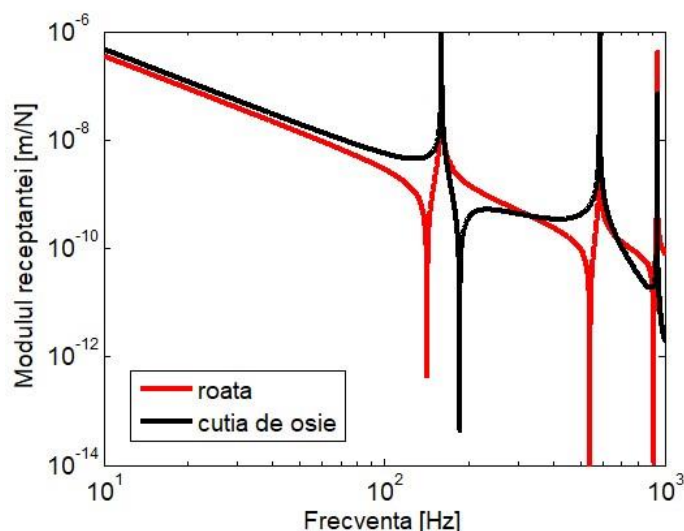


Fig. 6. Receptanța roții și a osiei la cutia de osie la excitație antisimetrică la suprafața de rulare.

Receptanța la nivelul cutiei de osie experimentează regimul antirezonanant la frecvențe sensibil mai mici decât frecvența de rezonanță. Astfel prima antirezonanță a cutiei de osie apare la 52 Hz, a doua la 368,3 Hz, iar a treia frecvență de antirezonanță poate fi observată la 435,8 Hz.

Deși modelul dezvoltat în capitolul 5 privind vibrațiile sistemului roată-șină este bazat pe ipoteza simetriei vehiculului și, din acest punct de vedere, interesează numai modurile simetrice de excitație, pentru a arăta posibilitățile modelului analitic, sunt prezentate succint rezultatele obținute pentru modurile de excitație antisimetrică.

Figurile 6 și 7 prezintă răspunsul dinamic al osiei montate la nivelul roții și al cutiei de osie atunci când excitația este antisimetrică. În figura 6, excitația antisimetrică este la nivelul suprafețelor de rulare, în timp ce în figura 7, aceasta este aplicată la nivelul cutiilor de osie.

Datorită excitației antisimetrice, răspunsul dinamic al osiei montate este dat de modurile proprii antisimetrice. În domeniul de frecvență analizat, frecvențele de rezonanță ale modurilor antisimetrice ale osiei montate sunt la 160,5 Hz, 587,8 Hz, și 942,0 Hz

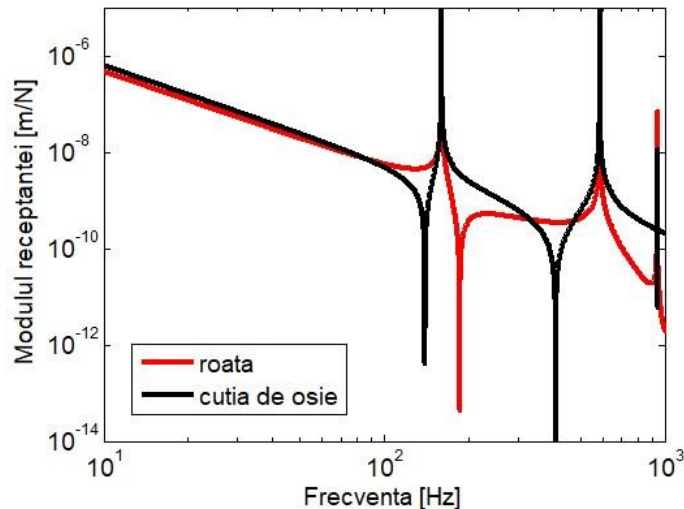


Fig. 7. Receptanța roții și a osiei la cutia de osie la excitație antisimetrică la nivelul cutiilor de osie.

Este interesant de semnalat faptul că la frecvență joasă, în domeniul în care se manifestă caracterul inerțial al răspunsului dinamic al osiei montate, receptanța la cutia de osie este mai mare decât cea la nivelul roții indiferent dacă excitația antisimetrică este aplicată la suprafața de rulare a roților sau la nivelul cutiilor de osie. Explicația constă în faptul că distanța dintre cutiile de osie este mai mare decât distanța dintre roți și astfel, la același unghi de înclinare a osiei montate ca urmare a aplicării sistemului antisimetric de forțe, deplasarea cutiei de osie este mai mare decât deplasarea roții.

În ceea ce privește regimul antirezonant, acesta se manifestă într-o manieră asemănătoare cazului excitației simetrice în sensul că dacă excitația antisimetrică este la roți, atunci frecvențele de antirezonanță ale receptanței roții sunt mai mici decât frecvențele de rezonanță, iar frecvențele de antirezonanță ale cutiei de osie sunt mai mari decât cele de rezonanță (ca și în cazul excitației simetrice). Dacă excitația antisimetrică este la nivelul cutiilor de osie lucrurile se petrec invers, receptanța roții are frecvențele de antirezonanță mai mari decât cele de rezonanță, iar receptanța cutiei de osie are antirezonanțele la frecvențe mai mici decât frecvențele de rezonanță.

Metoda elementului finit

În această secțiune este prezentată modelarea osiei montate cu ajutorul metodei elementului finit [19]. Pentru aceasta, se utilizează pachetul de programe ANSYS cu modulul de răspuns armonic.

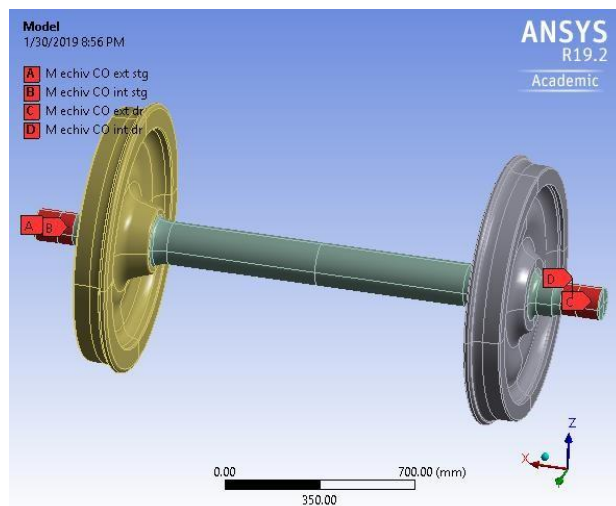


Fig. 8. Modelul mecanic 3 – D pentru metoda elementului finit.

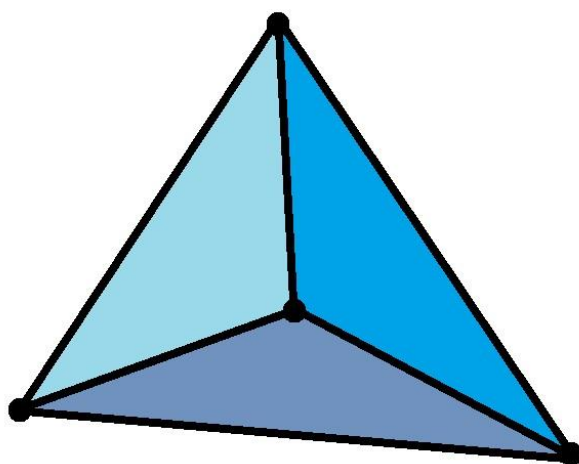


Fig. 9. Element tetraedric utilizat pentru discretizarea osiei.

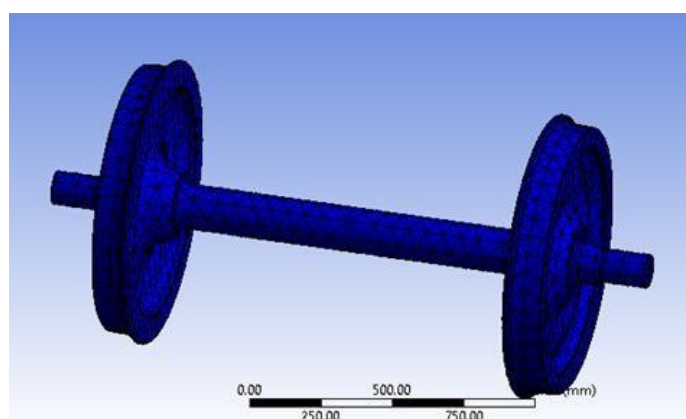


Fig. 10. Schema de discretizare a osiei.

Figura 8 prezintă modelul 3-D al osiei boghiului Minden-Deutz de la un vagon de călători seria 19-55 care a fost utilizată pentru aplicația numerică a metodei analitice (v. § 4.1).

Pentru modelarea cu elemente finite s-au utilizat elemente tetraedrice (fig. 9) având dimensiunea medie de 70 mm. Schema de discretizare cu elemente tetraedrice a osiei montate cuprinde 10978 elemente cu 20110 noduri și este prezentată în figura 10.

Crearea modelului 3D și simularea răspunsului armonic în mediul de lucru ANSYS s-a bazat pe referințele [98] și [117].

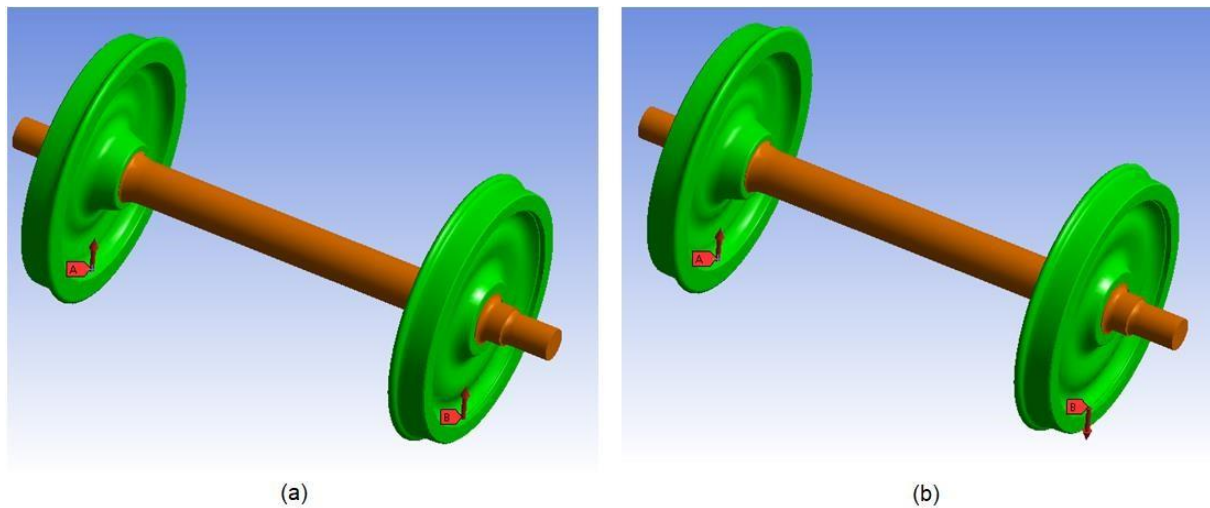


Fig. 11. Excitația osiei pe suprafețele de rulare: (a) simetrică; (b) antisimetrică.

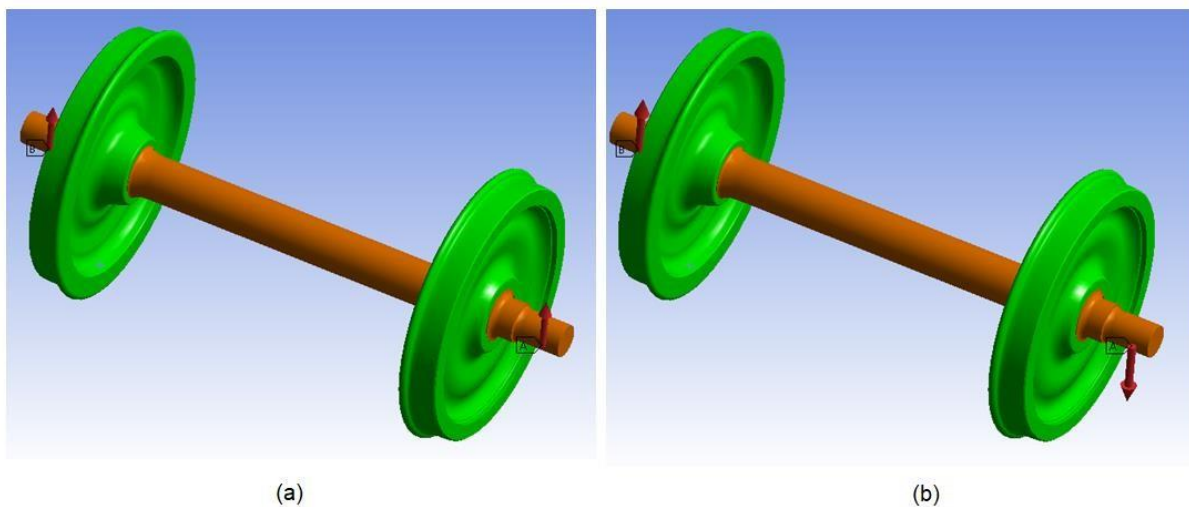


Fig. 12. Excitația osiei la cutiile de osie: (a) simetrică; (b) antisimetrică.

Pentru calcul răspunsului dinamic, s-au considerat 50 de moduri proprii care acoperă plaja de frecvență care se întinde până la 1000 Hz. S-au aplicat forțe armonice cu amplitudinea de 1 N pe suprafața de rulare a roților, considerându-se două situații de excitație, excitație simetrică – cele două forțe sunt în fază (fig. 11 a), și excitație antisimetrică când cele două forțe de excitație sunt în antifază (fig. 11 b). De asemenea, s-a calculat răspunsul în frecvență la nivelul roților și cutiilor de osie dacă asupra osiei acționează forțe armonice cu amplitudinea de 1 N în dreptul cutiilor de osie (fig. 12).

Vibrația osiei montate este rezultatul suprapunerii celor 50 de moduri proprii luate în considerare. De precizat faptul că, în general, un mod propriu de vibrație al unui sistem elastic,

cum este și osia montată, este legat de regimul oscilațiilor libere neamortizate care apare la o anumită frecvență proprie sub forma unei vibrații armonice și prezintă o anumită distribuție a amplitudinilor. Dacă sistemul este excitat de un factor perturbator periodic a cărui frecvență este egală cu frecvența unui anumit mod propriu de vibrație, atunci sistemul elastic prezintă fenomenul de rezonanță.

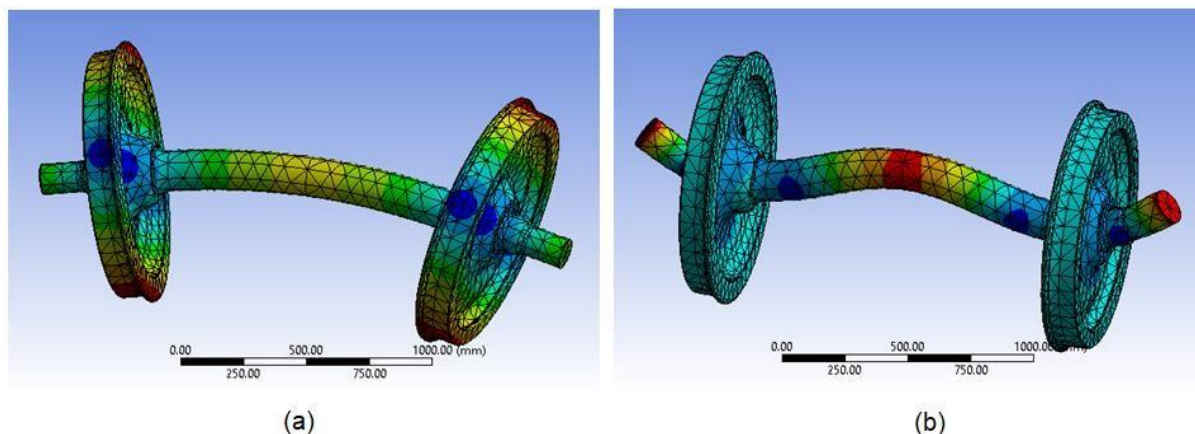


Fig. 13. Modurile de încovoiere simetrică: (a) primul mod; (b) al doilea mod.

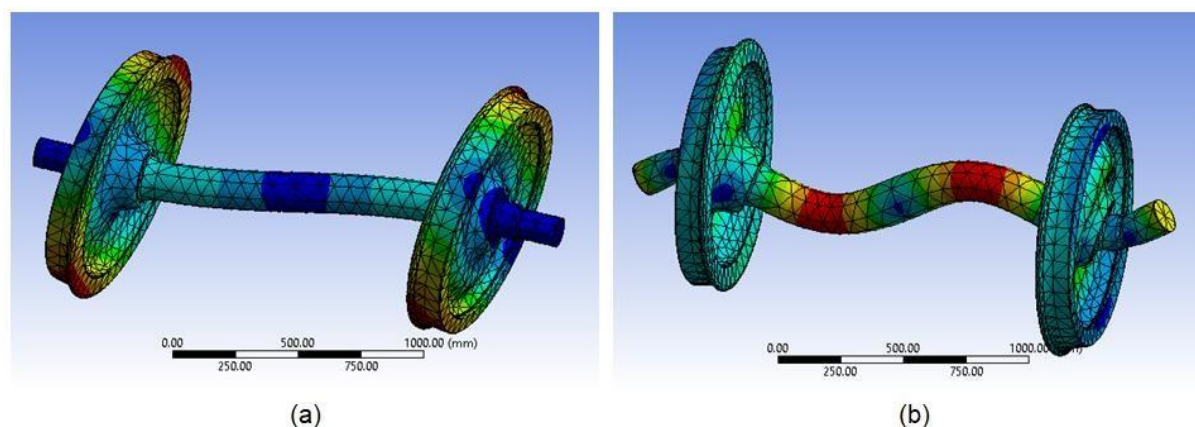


Fig. 14. Modurile de încovoiere antisimetrică: (a) primul mod; (b) al doilea mod.

Pentru răspunsul în plan vertical al osiei montate, cele mai importante sunt modurile proprii de încovoiere. Acestea sunt simetrice și antisimetrice după cum excitația este simetrică sau antisimetrică. Figurile 13 și 14 prezintă primele două moduri proprii de încovoiere ale osiei montate, respectiv simetrice și antisimetrice. Se observă forma caracteristică a distribuției amplitudinilor de-a lungul osiei în funcție de tipul modului propriu. În cazul modurilor proprii simetrice de încovoiere, distribuția amplitudinilor este simetrică în raport cu planul vertical care trece prin centrul osiei montate, ca o funcție pară, prezentând un maxim în acest plan (ventru). La modurile antisimetrice, distribuția amplitudinii este antisimetrică precum o funcție impară, iar în planul vertical de simetrie al osiei, aceasta prezintă un nod.

La ambele tipuri de moduri proprii, creșterea ordinului conduce la complicarea formei distribuției amplitudinilor în sensul creșterii numărului de secțiuni cu ventre sau noduri.

Figurile 15 și 16 prezintă receptanța roții și osiei la cutia de osie pentru excitația simetrică atât la nivelul suprafețelor de rulare ale roților, cât și a nivelului cutiilor de osie pe

domeniul de frecvență cuprins între 10 și 1000 Hz. Frecvențele de rezonanță în cazul excitației simetrice sunt situate 72 Hz, 254 Hz și 724 Hz.

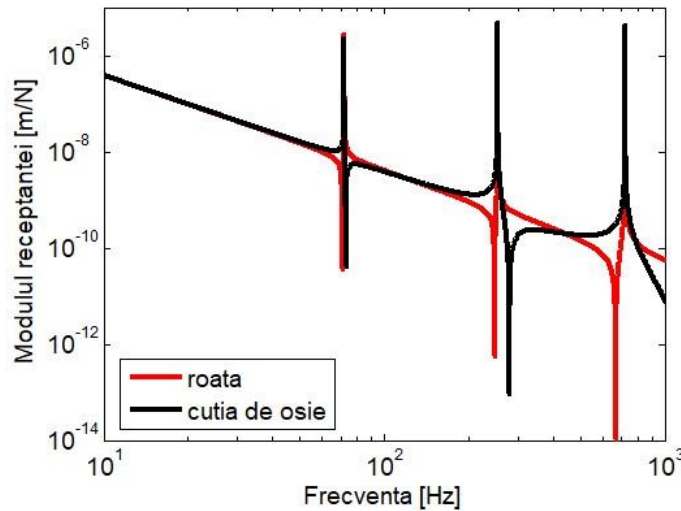


Fig. 15. Receptanța roții și a osiei la cutia de osie la excitație simetrică la suprafața de rulare (MEF).

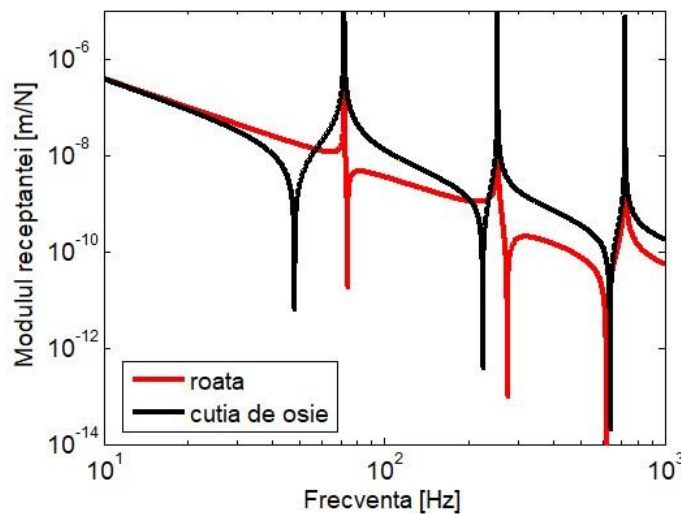


Fig. 16. Receptanța roții și a osiei la cutia de osie la excitație simetrică la cutiile de osie (MEF).

Totodată, în diagramele din figurile 17 și 18 sunt prezentate receptanțele la nivelul roților și cutiilor de osie atunci când excitația este antisimetrică aplicată la suprafețele de rulare (fig. 17) și la cutiile de osie (fig. 18). Pentru excitație antisimetrică a osiei montate, pot fi observate frecvențele de rezonanță la 127, 470 și 1045 Hz.

În general, diagramele prezintă aceleași caracteristici observate în cazul utilizării modelului analitic, motiv pentru care nu vor mai fi puse în evidență. Există o foarte bună similitudine în domeniul frecvențelor joase, de până la cca. 100 Hz.

În continuare, atenția este concentrată asupra diferențelor care apar în ceea ce privește frecvențele de rezonanță ale osiei montate. Pentru aceasta, în tabelul 2 sunt trecute frecvențele de rezonanță ale osiei montate calculate cu cele două modele.

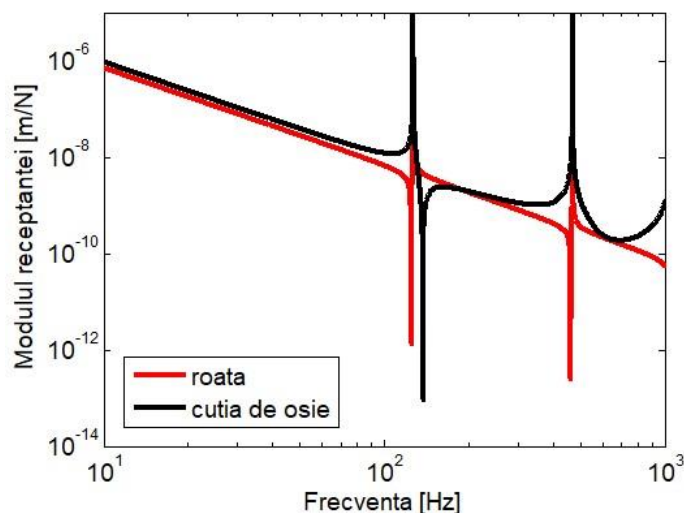


Fig. 17. Receptanța roții și a osiei la cutia de osie la excitație antisimetrică la suprafața de rulare a roților (MEF).

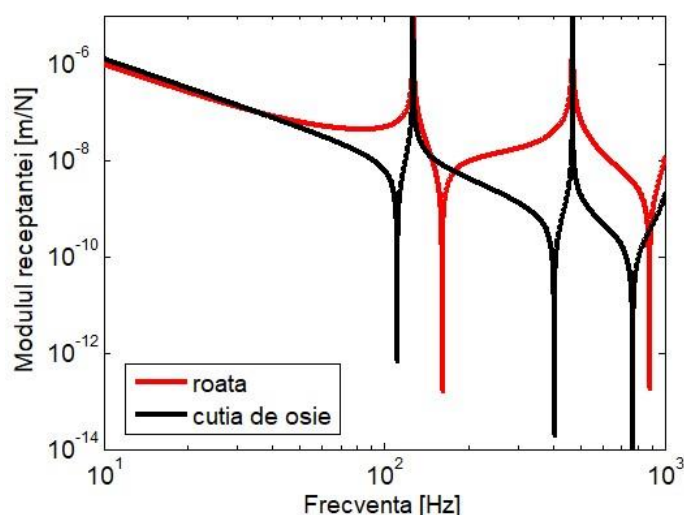


Fig. 18. Receptanța roții și a osiei la cutia de osie la excitație antisimetrică la cutiile de osie (MEF).

Este evident faptul că există diferențe între frecvențele de rezonanță calculate cu cele două modele. Aceste diferențe pot fi justificate prin aceea că modelul analitic este mai simplu. Acesta nu ia în calcul o serie de efecte cum sunt cele datorate rotirii secțiunilor transversale ale osiei ca efect al forțelor de forfecare, precum și efectul datorat deformabilității roților; se reamintește că în modelul analitic roțile sunt considerate corpuri rigide.

Cu toate acestea, este important să se remarce faptul că în cazul primului mod de încovoiere simetrică al osiei montate, frecvența de rezonanță are valori foarte apropiate: 72 Hz cu modelul cu elemente finite și 74 Hz cu modelul analitic. Acest rezultat este de natură să dea consistență modelului cu elemente finite care va fi folosit în capitolul 5 pentru studiul vibrațiilor sistemului roată-șină.

Pe de altă parte, variația receptanței la nivelul roții în funcție de frecvență este similară cu cea prezentată în alte lucrări de specialitate [80, 89, 122, 124].

În **capitolul 5** este prezentat modelul pentru studiul vibrațiilor sistemului roată-șină bazat pe modelul neliniar al căii de rulare prezentat în capitolul 3 și pe cel al osiei montate prezentat

în capitolul 4. Cele două modele menționate sunt completate cu modelul masei suspendate a boghiului pentru a extinde domeniul de frecvență în registrul frecvențelor joase, precum și cu modelul contactului elastic dintre roată și șină, bazat pe teoria contactului elastic dintre două corpuri solide a lui Hertz.

Prima parte a acestui capitol este rezervată asamblării părților care alcătuiesc modelul propus în această lucrare. Sunt stabilite ipotezele de calcul și este prezentată liniarizarea contactului elastic roată-șină.

Secțiunea a doua a capitolului este dedicată scrierii ecuațiilor de mișcare ale modelului pentru regimul armonic permanent. Scopul acestui capitol este calculul funcțiilor de răspuns în frecvență ale mărimilor care descriu acest regim de vibrație.

În secțiunea a treia sunt prezentate ecuațiile regimului aleatoriu, plecând de la spectrul densității de putere a excitației sistemului roată-șină, sau, cum i se mai spune, spectrul densității mediei pătratică. Se precizează că prin extinderea frecvenței de aplicabilitate a modelului, excitația este datorată pe de o parte abaterilor de nivelment ale căii de rulare, abateri care sunt cauzate de imperfecțiunile geometrice ale terasamentului căii și care sunt caracterizate prin lungimi de undă mari, iar pe de altă parte, de rugozitățile suprafețelor de rulare care sunt cauzate de imperfecțiunile suprafețelor de rulare provenite din procesul tehnologic de fabricație și ca urmare a uzurii în timpul circulației; acestea din urmă au lungimi de undă mici. Este prezentată o metodă originală de sintetizare a spectrului densității de putere a excitației plecând de la spectrul densității de putere a nivelmentului recomandat de literatura de specialitate și de la spectrul nivelului limită de rugozitate care este inclus în normele care reglementează încercările de zgomot ale vehiculelor feroviare.

În ultima parte a acestui capitol este prezentată analiza comparativă a rezultatelor privind regimul vibrațiilor aleatorii ale sistemului roată-șină obținute cu modelul liniar echivalent al căii și cu modelul neliniar al acesteia. Se reamintește că modelul neliniar al căii se referă la includerea caracteristicilor neliniare ale plăcuțelor de șină și prisme de balast în răspunsul dinamic al șinei prin determinarea rigidității etajelor elastice ale modelului în funcție de sarcina statică pe roată și de porțiunile elastice și rigide ale caracteristicilor plăcuțelor de șină și ale prisme de balast. În esență acesta este un model liniarizat cu caracteristici elastice neomogene valabil în jurul poziției de echilibru a căii sub acțiunea sarcinii statice pe roată.

Modelarea sistemului roată-șină în vederea studierii regimului de vibrații verticale se bazează pe o serie de ipoteze simplificatoare care sunt unanim acceptate în literatura de specialitate. Astfel, se pleacă de la constatarea că atât vehiculul feroviar, cât și calea de rulare sunt structuri mecanice simetrice în raport cu planul vertical median. Mai mult, o cerință de bază a exploatarei vehiculelor feroviare constă în asigurarea echilibrării sarcinilor statice pe roțile vehiculului atât în stare gol, cât și în stare încărcat. Aceasta face ca cele două fire ale căii să fie solicitate în mod egal de forțele verticale care apar la nivelul contactului roată-șină în timpul circulației. În aceste condiții, este de așteptat ca, pe de o parte, uzurile suprafețelor de rulare ale șinelor și, pe de altă parte, abaterile privind geometria căii de rulare să îmbrace forme sensibil asemănătoare pe cele două fire ale căii. Rezultă de aici o primă ipoteză simplificatoare: ansamblul vehicul-cale de rulare este redus la o jumătate al cărei plan de separare este planul vertical longitudinal. Cu alte cuvinte, în studiile privind vibrațiile verticale, se lucrează cu un model mecanic 2D care reprezintă $\frac{1}{2}$ de vehicul care rulează pe o șină.

A doua ipoteză se referă la domeniul de frecvență în care se află frecvențele proprii ale vehiculului și frecvențele proprii ale sistemului roată-șină. Frecvențele proprii ale vehiculului sunt cuprinse între 0 – 20 Hz, iar vibrațiile verticale ale acestuia sunt induse în principal de abaterile de nivelment ale căii. Aceste abateri de nivelment provin din denivelarea prisme căii și sunt caracterizate prin lungimi de undă cuprinse între 3 m și 100 - 120 m. Pentru vitezele de

circulație uzuale aceste lungimi de undă induc vibrații de joasă frecvență excitând modurile de vibrații ale vehiculului.

Frecvențele proprii ale sistemului roată șină sunt mai mari de 40-50 Hz, iar excitațiile provin de la rugozitățile suprafețelor de rulare ale roților și șinelor. Lungimile de undă ale rugozităților suprafețelor de rulare sunt mai mici de 3 m și pot să ajungă până la câțiva centimetri. Frecvențele vibrațiilor induse sistemului roată-șină pot ajunge la 2 – 3000 Hz.

Din cele două aspecte prezentate mai sus rezultă că vibrațiile vehiculului sunt decuplate de vibrațiile trenului de roți al vehiculului la circulația pe șine. Coroborând cu prima ipoteză, se deduce că pentru studiul vibrațiilor de la nivelul interfeței dintre roți și șine este suficient să se ia în calcul numai trenul de roți care circulă pe o șină. Influența părții suspendate a vehiculului este redusă la sarcina statică care acționează pe fiecare roată. Prin aceasta, se pune în evidență faptul că cuplajul dintre roți prin intermediul suspensiei este neglijabil.

A treia ipoteză se referă la cuplajul dintre roți prin intermediul undelor de încovoiere care se propagă prin șină și care au fost analizate în detaliu în capitolul 3. S-a observat că la orice frecvență, prin șină se propagă o undă evanescentă care poate fi însoțită sau nu de o undă de propagare. Au fost determinate domeniile de frecvență în care prin șină se propagă două unde evanescente sau o undă evanescentă și o undă de propagare. La frecvențe medii undele de încovoiere de propagare se atenuază pe distanțe relativ mici datorită amortizării. Numai în domeniul de frecvență al rezonanței șinei pe traverse, domeniu care se află la peste 800-1000 Hz, undele de încovoiere de propagare au o atenuare mai mică și din această cauză devin eficiente pe distanțe mai mari putând astfel cupla roțile unui boghiu sau chiar ale unui vehicul.

Rezultate obținute cu modelul liniarizat cu caracteristică elastică omogenă

În continuare sunt prezentate rezultatele numerice privind vibrația sistemului roată-șină care se obțin cu ajutorul modelului liniar echivalent al căii de rulare.

Figura 8 arată modulele receptanțelor sistemului roată-șină, respectiv receptanța șinei în punctul de contact cu roata (secțiunea în care acționează forța armonică de excitație) calculată pentru cele două situații de încărcare, vagon gol/vagon încărcat (v. tabelul 4), receptanța osiei în dreptul roții la excitație simetrică pe suprafața de rulare a roților, precum și receptanța contactului elastic roată-șină, de asemenea pentru cele două stări de încărcare a vagonului. Calculele au fost efectuate fără a lua în considerare amortizarea căii de rulare.

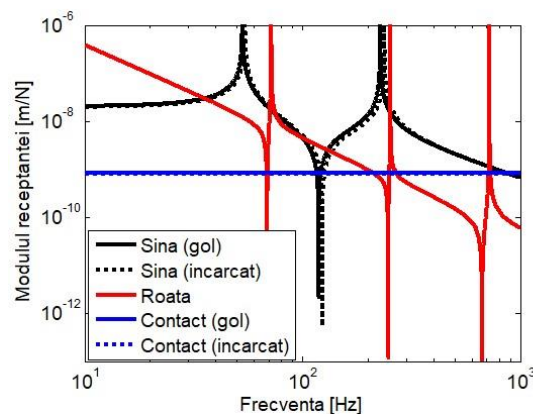


Fig. 8. Receptanțele sistemului roată-șină.

În ceea ce privește receptanța șinei, se observă diferența dintre cele două stări de încărcare reflectate prin sarcina pe roată și prin valorile diferite ale celor două etaje elastice ale modelului liniar echivalent căii. Dacă modelul căii corespunde cazului sarcinii pe roată pentru vagonul în stare gol, receptanța șinei la joasă frecvență este mai mare pentru că rigiditatea căii, reflectată fie prin modulul căii, fie prin rigiditatea acesteia este mai mică (v. tabelul 4). Frecvențele de rezonanță sunt situate la 53,2 Hz și la 228,3 Hz pentru sarcina statică pe roată de 51,250 kN și respectiv la 54,5 Hz și 238,5 Hz pentru sarcina statică pe roată corespunzătoare stării încărcat a vagonului.

Este importantă și frecvența de antirezonanță care se situează la 118,9 Hz dacă sarcina pe roată este 51,250 kN pentru vagon gol și la 123,7 Hz pentru vagonul încărcat.

Se poate trage concluzia că diferențele mici dintre cele două rezultate privind receptanța șinei sunt datorate faptului că, specific vagoanelor de călători de lung parcurs cum este și cel pentru care s-a efectuat analiza numerică, diferența dintre starea gol și starea încărcat este mică, în cazul de față diferența este de 13 %.

Receptanța osiei în dreptul roții la excitație simetrică aplicată la nivelul suprafețelor de rulare a fost prezentată în capitolul 4 folosind modelul cu elemente finite (v. fig. 15). Se reamintesc totuși principalele rezultate care ajută la înțelegerea regimului dinamic al sistemului roată-șină: frecvențele de rezonanță ale osiei montate cuprinse în domeniul de frecvență considerat (10–1000 Hz) sunt la 72,1 Hz, 254,1 Hz și la 724,7 Hz, iar frecvențele de antirezonanță la 71 Hz, 248 Hz și 670 Hz.

Pe graficul din figura 8 este reprezentată și receptanța (elasticitatea) contactului dintre roată și șină, calculată așa cum s-a arătat pe baza modelului neliniar al lui Hertz.

Rigiditatea contactului a fost calculată considerând că roata are un profil S 78 cu raza de curbură pe suprafața de rulare de 500 mm, iar șina are profilul specific UIC 60 la care suprafața de rulare a șinei are raza de 300 mm. Aplicând relațiile de calcul, se obține valoarea rigidității contactului $k_H = 1,192 \text{ GN/m}$, respectiv a receptanței, $\square_H = 8,391 \cdot 10^{-10} \text{ m/N}$ pentru vagonul în stare gol și $k_H = 1,242 \text{ GN/m}$ și $\square_H = 8,052 \cdot 10^{-10} \text{ m/N}$ pentru vagonul încărcat.

Se observă că receptanța contactului este mult mai mică decât receptanța șinei în punctul de contact cu roata și decât receptanța osiei în dreptul roții în domeniul frecvențelor joase, dar devine comparabilă cu receptanța șinei la mare frecvență, în vecinătatea pragului de 1000 Hz.

Este așadar de așteptat ca în domeniul frecvențelor înalte, receptanța contactului dintre roată și șină să joace un rol important în ceea ce privește regimul dinamic.

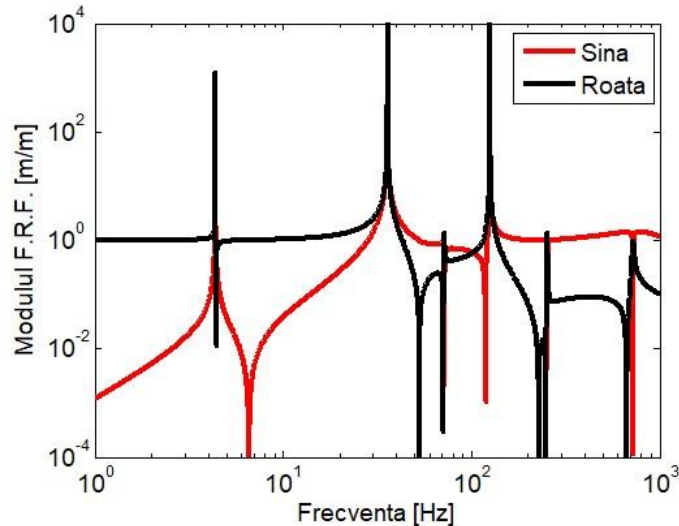


Fig. 9. Funcția de răspuns în frecvență pentru șină în secțiunea de contact cu roata și pentru roată.

Figura 9 prezintă funcția de răspuns în frecvență a deplasării șinei în secțiunea de contact cu roata și a deplasării roții pentru un domeniu extins de frecvență care acoperă 1–1000 Hz. Sau luat în calcul și frecvențele mai mici de 10 Hz pentru a pune în evidență frecvența de rezonanță datorată masei suspendate a boghiului și suspensiei primare. S-a considerat cazul vagonului gol.

Se constată că regimul dinamic este caracterizat printr-o serie de trei rezonanțe care apar la frecvențele de 4,4 Hz, 36,0 Hz și 126 Hz. Prima frecvență de rezonanță este datorată masei suspendate a boghiului pe suspensia primară. A doua și a treia rezonanță sunt rezultatul interacțiunii dintre roată și șină. Aceste frecvențe sunt situate în domeniile în care prin șină se propagă unde evanescente staționare.

Într-adevăr, analizând rezultatele privind receptanța șinei în secțiunea de contact cu roata din perspectiva rezultatelor obținute în capitolul 3, se observă că primul domeniu al undelor evanescente staționare cuprinde frecvențele mai mici de 53,2 Hz – acest domeniu ocupă plaja de frecvențe mai mici decât prima frecvență de rezonanță. Al doilea domeniu în care se propagă unde evanescente staționare prin șină este cuprins între frecvența de antirezonanță, care, pentru parametrii modelului liniar echivalent al căii pentru vagon în stare gol, este la 118,9 Hz, și a doua frecvență de rezonanță (228,3 Hz).

De asemenea, se pot semnala regimurile de antirezonanță la următoarele frecvențe: roata la 4,4 Hz, 53,2 Hz, 71 Hz, 228,3 Hz, 248 Hz și 670 Hz, iar șina în secțiunea de contact cu roata la 6,6 Hz, 72,1 Hz, 118,9 Hz, 254,2 Hz și 724,1 Hz.

În ceea ce privește amplitudinea răspunsului în frecvență, se observă că în domeniul frecvențelor mai mici decât prima frecvență de rezonanță a sistemului roată-șină, amplitudinea vibrației roții este mai mare decât cea a șinei în secțiunea de contact cu roata. Acest aspect se explică prin faptul că în acest domeniu de frecvență receptanța roții este mai mare decât receptanța șinei în secțiunea de contact cu roata așa cum se poate vedea în figura 8. Mai mult, punctul de intersecție a graficelor celor doua receptanțe corespunde practic primei frecvențe de rezonanță. Receptanța roții fiind mai mare decât cea a șinei, rezultă că în regim dinamic (armonic) roata este mai ‘elastică’ decât șina și, ca urmare, preia denivelarea impusă de prezența rugozității pe suprafața de rulare, în timp ce șina, care este mai puțin elastică, are tendința de a rămâne nemșcată, mai exact aceasta are deplasări mult mai mici în raport cu cele ale roții. Pe diagrama din figura 9, se remarcă faptul că funcția de răspuns în frecvență a roții tinde să ia

valoarea unitară – deplasarea roții este practic egală cu deplasarea relativă roată-șină datorată rugozității.

În domeniul frecvențelor înalte, superioare primei frecvențe de rezonanță a sistemului roată-șină, excepție făcând totuși zonele din jurul frecvențelor de rezonanță ale osiei montate de la 254,1 Hz și de la 724,1 Hz, precum și zona în care șina prezintă regimul de antirezonanță la 118,9 Hz, se observă că regimul dinamic este mai intens la nivelul șinei. În acest domeniu de frecvență, receptanța șinei este mai mare decât cea a roții, așa cum arată figura 8, ceea ce explică de ce șina preia deplasarea impusă de rugozitățile suprafețelor de rulare; valoarea funcției de răspuns în frecvență a șinei este situată în jurul valorii unitare. Acest aspect este foarte bine evidențiat la frecvențele mai mari decât a doua frecvență de rezonanță a sistemului roată-șină. Pe de altă parte, în zonele de rezonanță ale osiei montate ca și la frecvența de antirezonanță a șinei, receptanța roții este mai mare, ceea ce face ca aceasta să urmărească nivelul rugozității suprafeței de rulare.

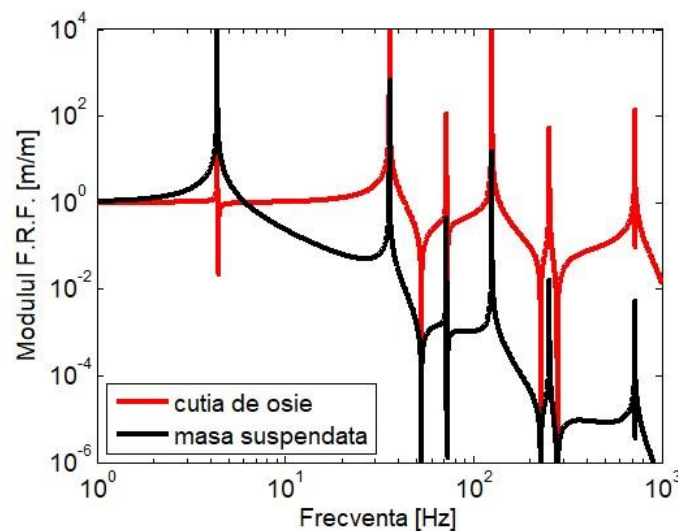


Fig. 10. Funcția de răspuns în frecvență pentru osie la cutia de osie și pentru masa suspendată a boghiului.

Figura 10 prezintă funcțiile de răspuns în frecvență ale osiei în dreptul cutiei de osie și ale masei suspendate a boghiului. Regimul dinamic al osiei în dreptul cutiei de osie este similar cu cel din dreptul roții datorită apropierii dintre fusul osiei și zona de calare a roții și de aceea funcția de răspuns în dreptul cutiei de osie este practic identică cu cea a roții.

În ceea ce privește regimul dinamic al masei suspendate a boghiului acesta este mai intens în domeniul frecvențelor joase din jurul primei frecvențe de rezonanță care se situează, după cum s-a văzut, la 4,4 Hz. La frecvențe de 1-2 Hz, se observă că cele două funcții de răspuns în frecvență iau valori apropiate de unitate ceea ce arată că cele două corpuri (cutia de osie și masa suspendată a boghiului) vibrează împreună. La frecvențe mai mari, cutia de osie continuă să preia deplasarea impusă, în timp ce vibrația masei suspendate a boghiului este amplificată de efectul de rezonanță. La frecvențe mai mari de 6-7 Hz, intervine fenomenul de filtrare a vibrației introdus de suspensia primară ceea ce face ca vibrația masei suspendate a boghiului să descrească pe măsură ce crește frecvența.

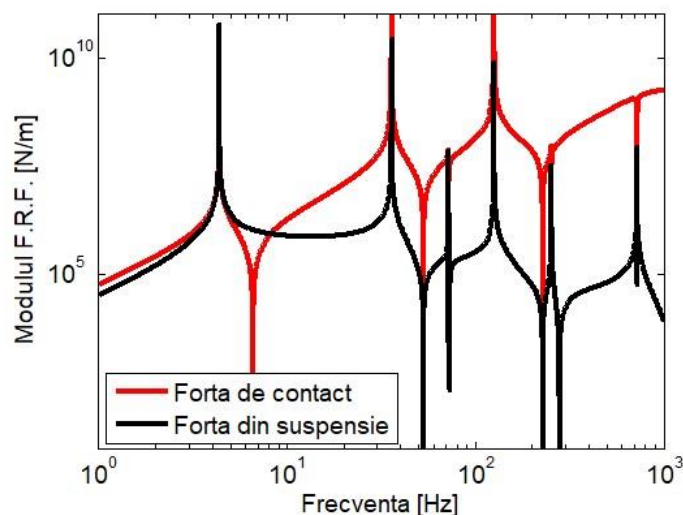


Fig. 11. Funcția de răspuns în frecvență pentru forța de contact și pentru forța din suspensia primară.

Figura 11 prezintă funcțiile de răspuns în frecvență ale forței dinamice de contact roată-șină și ale forței din suspensia primară. Forța din suspensia primară este mai mare decât componenta dinamică a forței de contact numai într-un mic domeniu de frecvență situat după rezonanța masei suspendate a boghiului. În rest, funcția de răspuns în frecvență a componentei dinamice a forței de contact este dominantă.

În mod evident, funcțiile de răspuns în frecvență ale celor două forțe sunt dominate de vârfurile înregistrate în dreptul frecvențelor de rezonanță ale sistemului roată-șină. Pe de altă parte, trebuie semnalate și corespondențele care se pot stabili între forța dinamică de contact și regimul dinamic al osiei montate și al șinei (v. fig. 8). Astfel, funcția de răspuns în frecvență a componentei dinamice a forței de contact prezintă un minim de tip antirezonațional la următoarele frecvențe: 53,15 Hz, 72,1 Hz, 228,3 Hz, 254 Hz și 724 Hz. Comparând rezultatele obținute cu cele prezentate în figura 8, se trag următoarele concluzii: forța dinamică de contact devine minimă la frecvențele de rezonanță ale șinei (53,15 și 228,3 Hz) și în vecinătatea frecvențelor de antirezonație ale roții (71 Hz, 248 Hz și 670 Hz). De asemenea, forța de contact roată-șină este minimă și la frecvența de rezonanță a sistemului compus din roată-suspensia primară - masa suspendată a boghiului considerat ca un sistem cu două grade de libertate dintre care numai unul este grad de libertate elastic.

Totodată, mai pot fi semnalate valori de tip maxime locale ale aceleiași funcții de răspuns în frecvență la 71,7 Hz, 253,8 Hz și 723 Hz fără a se putea face vreo corelație cu receptanța roții sau cu receptanța șinei. Aceste vârfuri apar doar pentru că preced antirezonațiile și de aceea nu au o anumită semnificație.

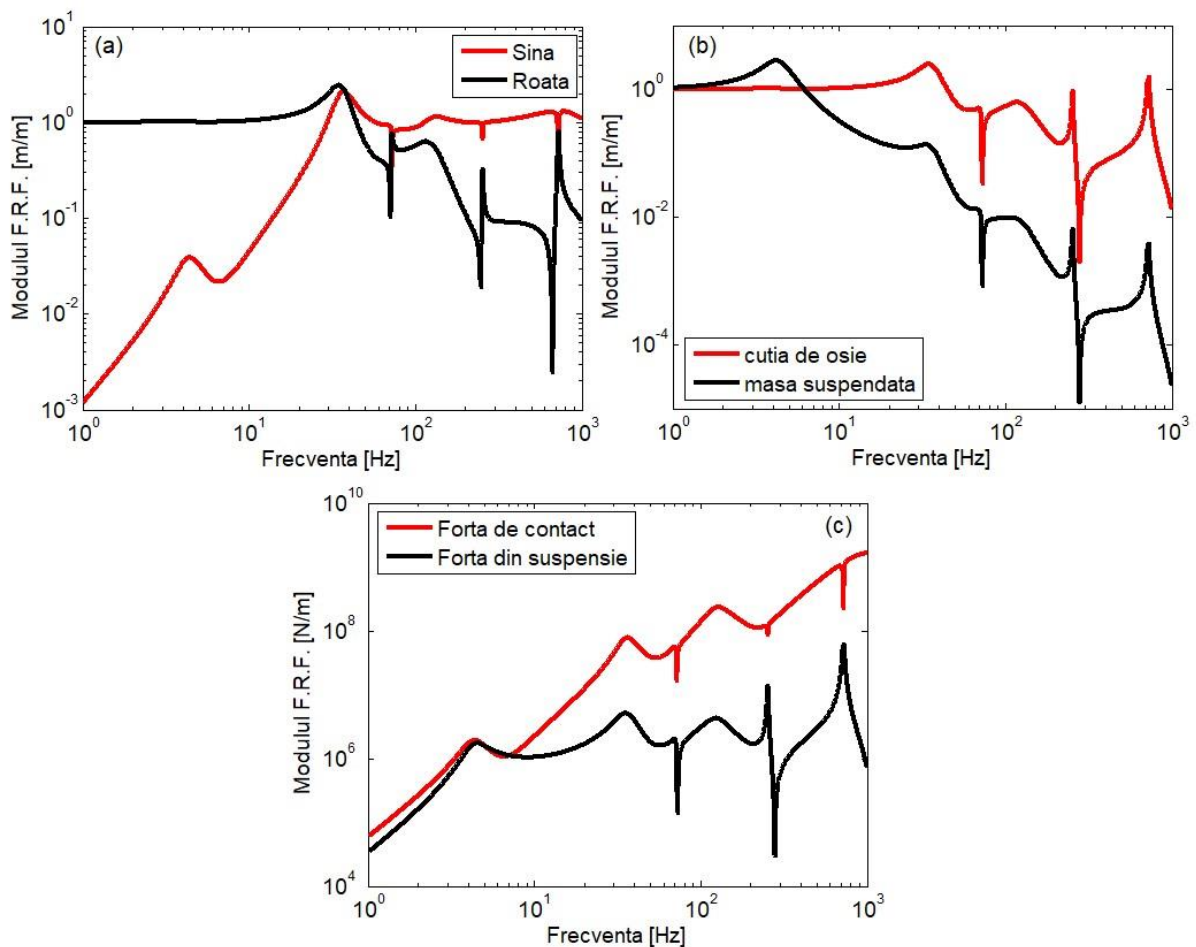


Fig. 12. Funcțiile de răspuns în frecvență – MLCEO cu amortizare vâscoasă

Figura 12 prezintă funcțiile de răspuns în frecvență obținute cu MLCEO cu amortizare vâscoasă.

Amortizarea influențează funcțiile de răspuns în frecvență ale modelului liniar echivalent în domeniile de frecvență din jurul rezonanțelor și antirezonanțelor. Deși valorile gradelor de amortizare sunt moderate, se constată că în anumite condiții, amortizarea poate estompa complet existența fie a rezonanțelor, fie a antirezonanțelor.

Spre exemplu, la nivelul roată-șină, se poate constata cum rezonanța sistemului de la 4,4 Hz a dispărut complet din răspunsul roții sau al cutiei de osie (v. fig. 12 a și b). Această rezonanță poate fi detectată mai clar numai la masa suspendată a boghiului, precum și la răspunsul forței din suspensia primară. Un al doilea exemplu se referă la antirezonanța care apare pe diagrama răspunsului în frecvență al roții la 53,1 Hz sau la antirezonanța șinei de la 118,9 Hz. În această privință contribuția vine atât de la amortizarea căii, cât și de la amortizarea structurală a materialului osiei.

Analiza diagramelor din figura 12 scoate în evidență o serie de caracteristici ale răspunsului sistemului roată-șină. În primul rând sunt cele trei frecvențe de rezonanță care au fost puse în evidență mai sus. Rezonanța de frecvență joasă (4,4 Hz) afectează practic numai răspunsul masei suspendate a boghiului. Celelalte două rezonanțe sunt rezultatul interacțiunii dintre osia montată și șină și influențează practic toate funcțiile de răspuns ale sistemului. Cea mai mare influență se poate observa la frecvența de rezonanță medie, de la 35,5 Hz, unde se poate identifica o amplificare atât a vibrației roții, cât și a șinei; acestea au amplitudini comparabile. Această rezonanță face diferența între modul în care vibrează cele două

componente ale sistemului roată-șină: la frecvențe mai mici, vibrația roții este mai mare decât vibrația șinei în secțiunea de contact cu roata, iar la frecvențe mai mari, dinamica sistemului roată-șină este dominată de vibrația șinei. Așa se face că răspunsul la cea de-a treia rezonanță (126 Hz) este sesizabil practic la nivelul șinei. Este adevărat că și vibrația roții se amplifică la această frecvență de rezonanță, dar mărimea acesteia este mult mai mică decât cea a șinei în secțiunea de contact cu roata.

În ceea ce privește forțele calculate, respectiv forța de contact și forța din suspensia primară, răspunsul în frecvență pune în evidență faptul că cele două forțe sunt apropiate numai în domeniul rezonanței masei suspendate. În rest, răspunsul în frecvență al forței de contact este mult mai mare, iar diferența crește practic continuu odată cu frecvența excitației.

Rezultatele numerice privind funcțiile de răspuns în frecvență obținute cu MLCEO luând în considerare amortizarea histeretică a modelului căii sunt prezentate în figura 13.

Rezultatele obținute cu ajutorul modelului amortizării histeretice sunt asemănătoare cu cele la care s-a ajuns prin aplicarea modelului amortizării vâskoase. De pe diagramele răspunsului în frecvență prezentate în figura 13 pot fi recunoscute formele caracteristice ale variației funcțiilor de transfer pentru deplasările cadrului de boghiu, ale roții și ale șinei, precum și ale celor două forțe – de la interfața roată-șină și din suspensia primară. Apar vârfurile locale care semnalează prezența regimurilor rezonante, precum și minimele caracteristice regimurilor antirezonante.

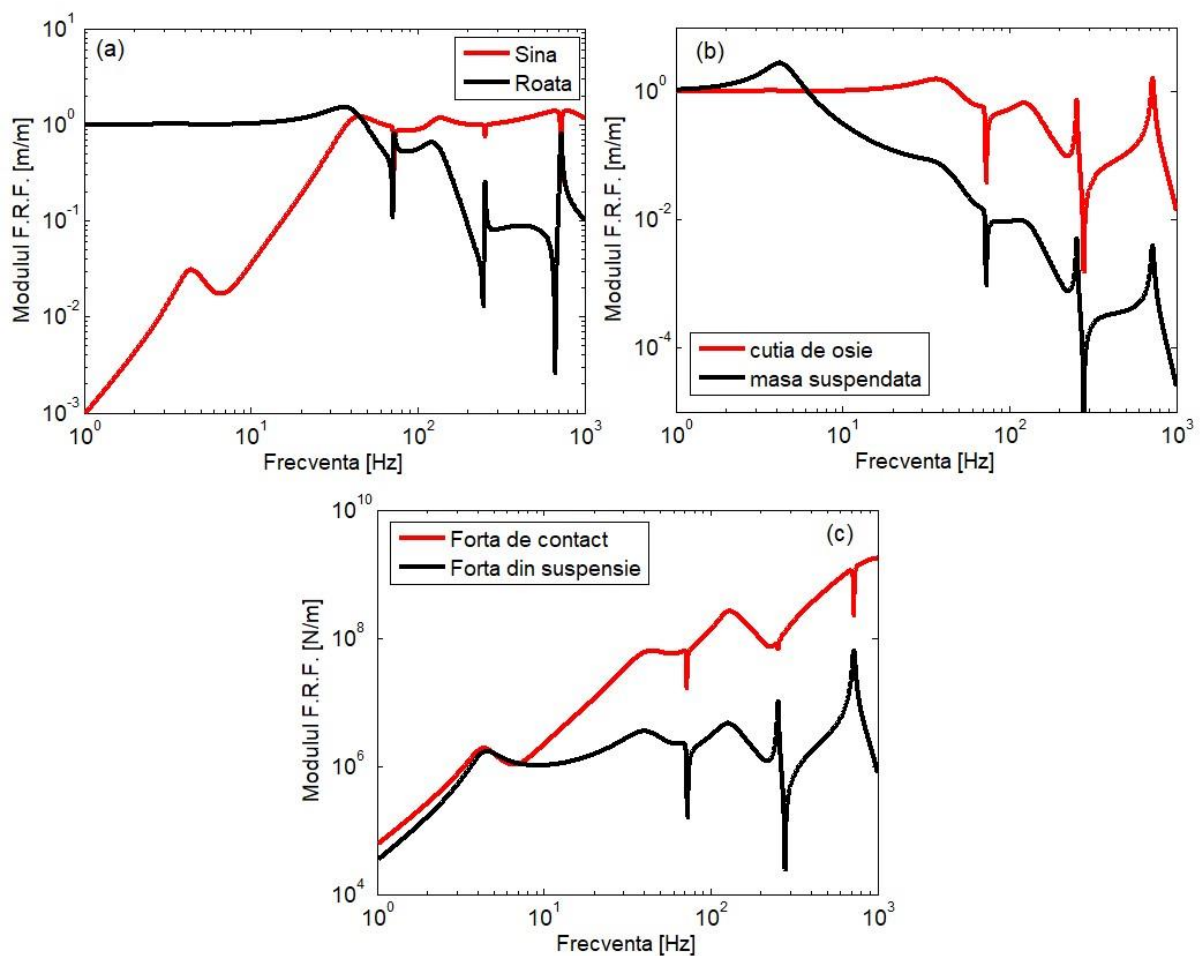


Fig. 13. Funcțiile de răspuns în frecvență – MLCEO cu amortizare histeretică (a) roata și șina; (b) cutia de osie și masa suspendată a boghiului; (c) forța de contact și forța din suspensia primară.

Trebuie arătat că aceste vârfuri nu corespund aceluiași frecvențe. De exemplu, funcțiile de răspuns în frecvență ale celor două forțe calculate au maximele la: 4,4 Hz, 36,6 Hz și 129,2 Hz pentru amortizarea vâscoasă și la 4,4 Hz, 44,8 Hz și 131,9 Hz pentru amortizarea histeretică. Se observă că în cazul modelului amortizării histeretice, vârfurile de rezonanță corespunzătoare interacțiunii roată-șină apar la frecvențe mai mari decât cele obținute cu modelul amortizării vâscoase.

Un alt aspect care diferențiază cele două modele se referă la raportul dintre diferitele mărimi reprezentative și din acest punct de vedere sunt interesante valorile funcției de răspuns în frecvență calculate la frecvențele de rezonanță datorate interacțiunii roată-șină. Pentru a ilustra acest aspect trebuie să se țină seama, pe de o parte, de raportul dintre valorile funcției de răspuns în frecvență la cele două valori ale frecvenței de rezonanță, iar pe de altă parte, de raportul dintre amortizările celor două etaje elastice ale modelului căii de rulare.

Alura densității de putere a forței de contact păstrează ‘amprentele’ regimurilor de antirezonanță datorate rezonanței sistemului roată-masă suspendată, rezonanței joase și înalte a receptanței șinei, precum și antirezonanțelor osiei, cu precizarea că efectul produs de rezonanța joasă a receptanței șinei este cumulat cu cel de la prima antirezonanță a osiei acoperind zona de frecvență 50-75 Hz.

Pe de altă parte, se poate identifica efectul excitației care are o amplitudine mai mare la frecvențe mai mici cărora le corespund lungimi de undă mari, respectiv faptul că cele trei vârfuri au amplitudini comparative, spre deosebire de situația prezentată în diagrama funcției de răspuns în frecvență în care cele trei vârfuri erau în scară crescătoare cu mari decalaje între acestea.

Modelul histeretic de amortizare nu schimbă fundamental comportamentul sistemului roată-șină. Alura densităților spectrale de putere ale accelerațiilor șinei în secțiunea de contact cu roata, roții și masei suspendate, precum și alura densităților spectrale de putere ale forței de contact și forței din suspensie sunt similare cu cele rezultate prin aplicarea modelului amortizării vâscoase. Pot fi semnalate unele diferențe. Spre exemplu, vârful accelerației masei suspendate a boghiului este mai mare decât cele ale roții și șinei de la rezonanța osiei pe șină în cazul amortizării histeretice. Rezultatele obținute cu modelul amortizării vâscoase arată că acest vârf prezintă o ‘înălțime’ mai mică decât a celorlalte două.

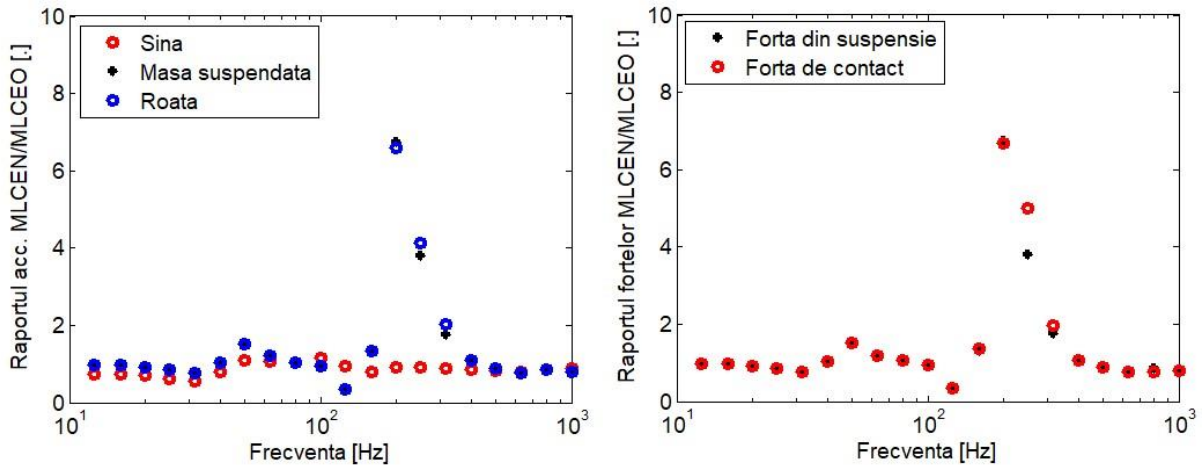


Fig. 23. Raportul dintre valorile eficace calculate cu MLCEN și valorile eficace calculate cu MLCEO (model cu amortizare vâscoasă): (a) accelerația șinei, roții și masei suspendate; (b) forța de contact și forța din suspensie;

Analiza celor două figuri conduce la concluzia că indiferent de tipul de model de amortizare adoptat pentru cale, diferențele între rezultatele oferite de MLCEN și MLCEO sunt similare. Astfel, în ceea ce privește accelerația șinei în punctul de contact cu roata, modelul de cale cu caracteristică omogenă conduce la valori mai mari decât cele obținute de modelul cu caracteristică neomogenă și acest aspect poate fi sesizat pe aproape întregul domeniu de frecvență investigat. Face excepție de la această observație rezultatele obținute la frecvențe cuprinse între 40 și 100 Hz, unde accelerația șinei calculată cu MLCEN este mai mare decât cea calculată cu MLCEO.

La roată, rezultatele sunt diferite, în sensul că există zone de frecvență în care accelerația calculată cu MLCEN este mai mare decât cea calculată cu MLCEO, pentru ca în alte domenii de frecvență situația să fie schimbată.

Și în ceea ce privește forța de contact și forța din suspensia primară, se pot observa diferențe notabile între densitățile spectrale de putere calculate cu cele două modele. Diferențele nu sunt numai cantitative, ci și calitative, în sensul că în timp ce densitatea spectrală calculată cu un model are un maxim local, densitatea spectrală calculată cu celălalt model are un minim local. Aceste aspecte pot fi constatate cu ușurință în domeniul de frecvență cuprins între 100 și 300 Hz.

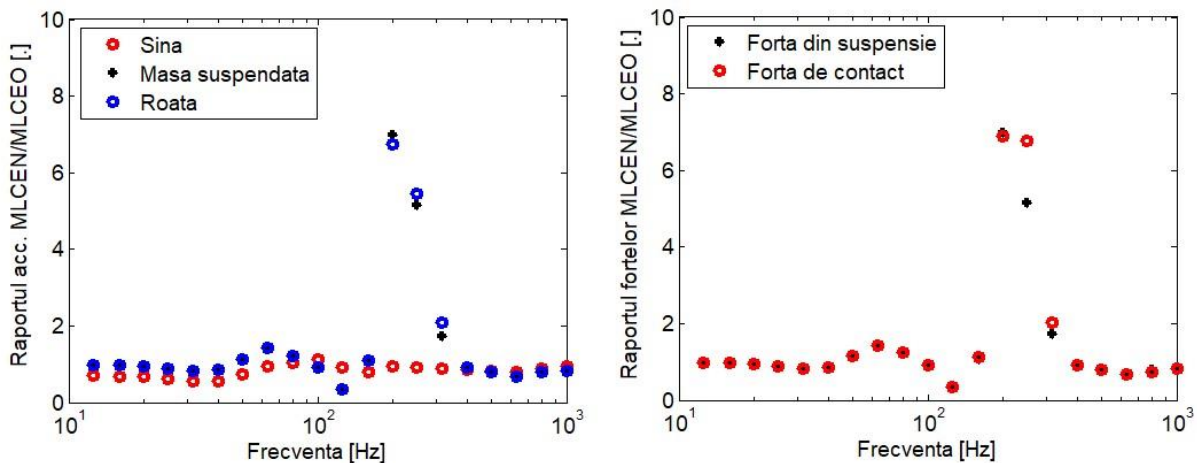


Fig. 24. Raportul dintre valorile eficace calculate cu MLCEN și valorile eficace calculate cu MLCEO (model cu amortizare histeretică): (a) accelerația șinei, roții și masei suspendate; (b) forța de contact și forța din suspensie;

Tabloul comparației dintre modelele MLCEN și MLCEO este completat de digramele din figurile 23 și 24 care prezintă raportul dintre valorile eficace calculate cu cele două modele pentru intervalele de 1/3 octavă cuprinse între 12,5 Hz și 1000 Hz. Accelerația șinei calculată cu MLCEN este cca. 54 % și 78 % din cea calculată cu MLCEO în intervalele de 1/3 cu frecvența centrală între 12,5 Hz și 40 Hz. Între 50 Hz și 125 Hz, accelerația șinei calculată cu MLCEN este apropiată de cea dată de MLCEO cu variații între 0,96 și 1,09. În rest, accelerația șinei obținută cu MLCEN este între 0,79 și 0,92 din cea calculată cu MLCEO.

Diferențele sunt mult mai mari în ceea ce privește accelerația eficace a roții și a masei suspendate a boghiului sau în ceea ce privește valoarea eficace a forței de contact ori a forței din suspensia primară. Astfel, valorile eficace ale acestor mărimi pot fi cu de aproape 7 ori mai mari atunci când sunt calculate cu MLCEN în raport cu cele calculate cu MLCEO. Aceste diferențe maxime sunt înregistrate în intervalul de 1/3 octavă centrat la 200 Hz. În schimb, la 125 Hz, raportul dintre valorile eficace MLCEN – MLCEO este cuprins între 0,33 și 0,35.

Diferențe mai mari sunt înregistrate la următoarele frecvențe centrale: 31,5 Hz, raportul valorilor eficace este 0,76, la 50 Hz, este 1,52, la 250 Hz, este 3,8, la 315 Hz, este 1,75, iar între 500 și 1000 Hz raportul este cuprins între 0,75 și 0,87.

În **Capitolul 6** sunt prezentate încercările experimentale efectuate în vederea validării modelului propus în această lucrare. Încercările experimentale au avut ca scop direct măsurarea accelerației verticale la nivelul cutiilor de osie de la un boghiu Minden Deutz al unui vagon de călători seria 19-55 la diferite viteze de circulație.

O parte a rezultatelor încercărilor împreună cu o serie de interpretări originale în legătură cu datele experimentale au fost publicate în lucrările [29-33].

Validarea modelului se realizează prin comparația dintre rezultatele obținute pe baza accelerației măsurată la cutiile de osie ale boghiului la o anumită viteză de circulație și rezultatele numerice calculate pe cu ajutorul modelului teoretic al sistemului roată-șină.

Pentru realizarea măsurătorilor de accelerație s-a realizat un sistem experimental special conceput pentru acest scop, care este prezentat în figura 3 sub forma unei scheme bloc [31].

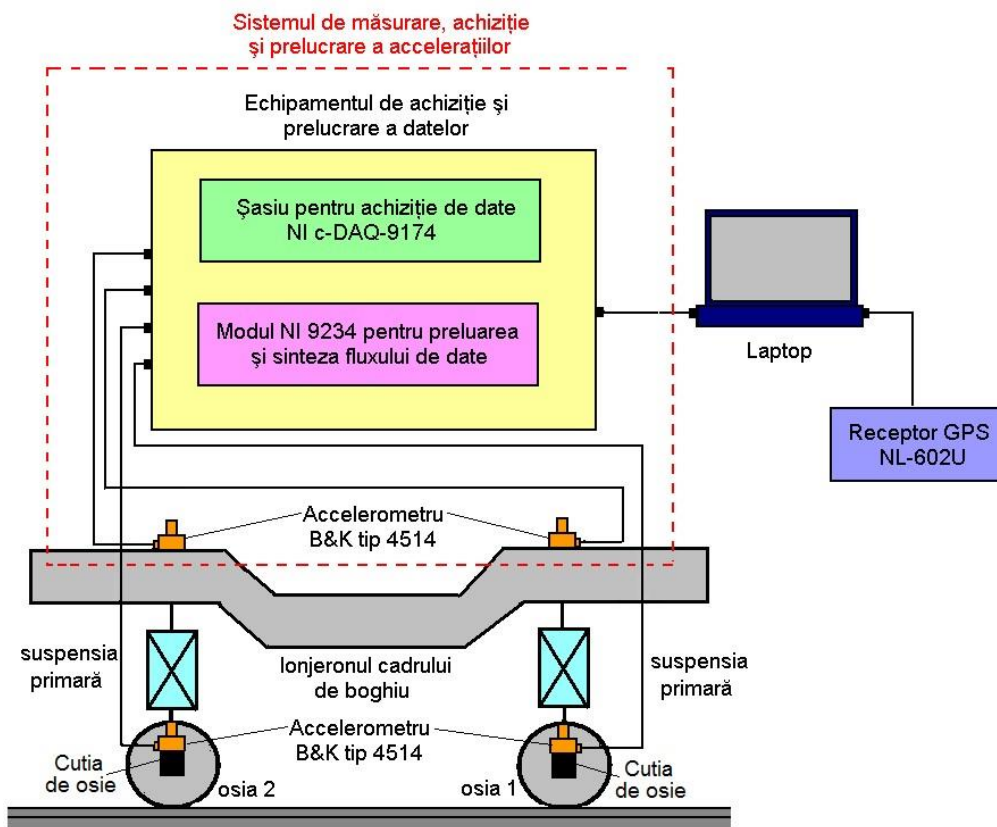


Fig. 3. Schema bloc a sistemului de măsurare a accelerației boghiului și a vitezei de circulație [31].

Sistemul are rolul de a măsura accelerația în patru puncte ale boghiului și de a achiziționa și prelucra semnalele electrice corespunzătoare accelerațiilor măsurate.

La 137 km/h, accelerația eficace la nivelul cutiilor de osie este 2,15 g la prima osie și 2,08 g la cea de a doua osie. Accelerația eficace a cadrului de boghiu este 1,05 g deasupra primei osii și 1,22 g deasupra celei de a doua osii.

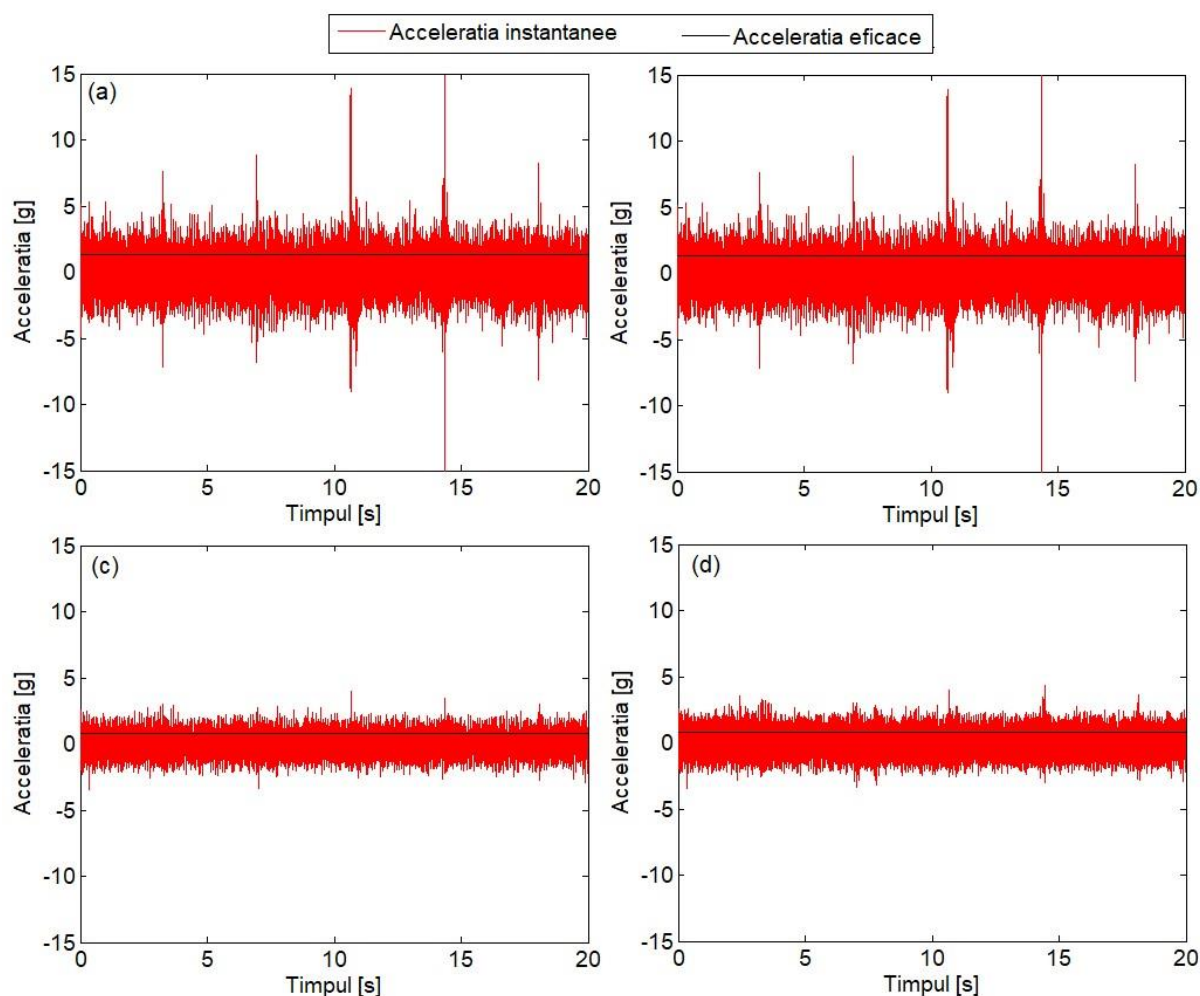


Fig. 15. Accelerația boghiului la 117 km/h: (a) cutia de osie 1; (b) cutia de osie 2; (c) cadrul de boghiu deasupra osiei 1; (d) cadrul de boghiu deasupra osiei 2.

Trebuie remarcat faptul că osia 1 la circulația cu 117 km/h, pe ruta de întoarcere, corespunde cu osia a doua la circulația cu 137 km/h, când trenul de testare s-a deplasat pe parcursul de ducere. Acest aspect se explică prin faptul că în stația Străulești vagonul de testare nu a fost întors, ci doar trecut de pe linia 1 pe linia 2, fără schimbarea orientării. Cu alte cuvinte, osia 1, la parcursul de întoarcere (viteza 117 km/h), înseamnă osia a doua în sensul de mers. În mod similar, osia 1 pe parcursul de ducere înseamnă osia din față. Având aceste lucruri clarificate, se poate observa că la nivelul osiilor, accelerația este mai mare la osia din față în sensul de mers, iar în ceea ce privește cadrul boghiului, accelerația este mai mare deasupra osiei din spate.

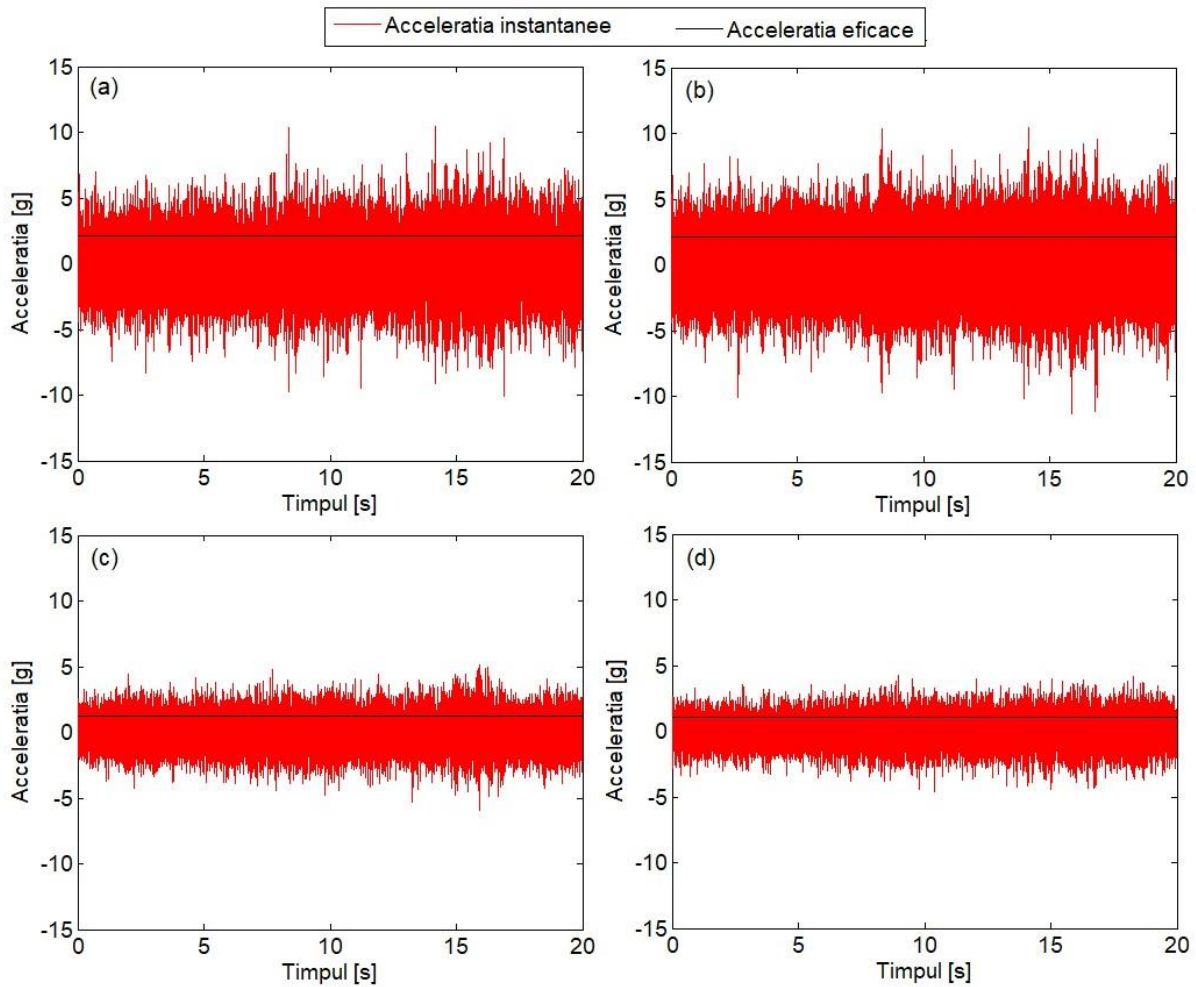


Fig. 16. Accelația boghiului la 137 km/h: (a) cutia de osie 1; (b) cutia de osie 2; (c) cadrul de boghiu deasupra osiei 1; (d) cadrul de boghiu deasupra osiei 2.

Un alt aspect important scos în evidență de măsurătorile de accelerație constă în faptul că mărimea accelerației este mai mare la nivelul cutiilor de osie decât la cadrul de boghiu, ceea ce se explică prin efectul de filtrare pe care îl introduce suspensia primară a boghiului.

Pe de altă parte, se constată că accelerația eficace atât la nivelul cutiilor de osie, cât și la nivelul cadrului de boghiu crește cu viteza. Într-adevăr, accelerația eficace înregistrează o creștere de 55-58% la cutiile de osie ale boghiului și de 42-61 % la nivelul cadrului de boghiu.

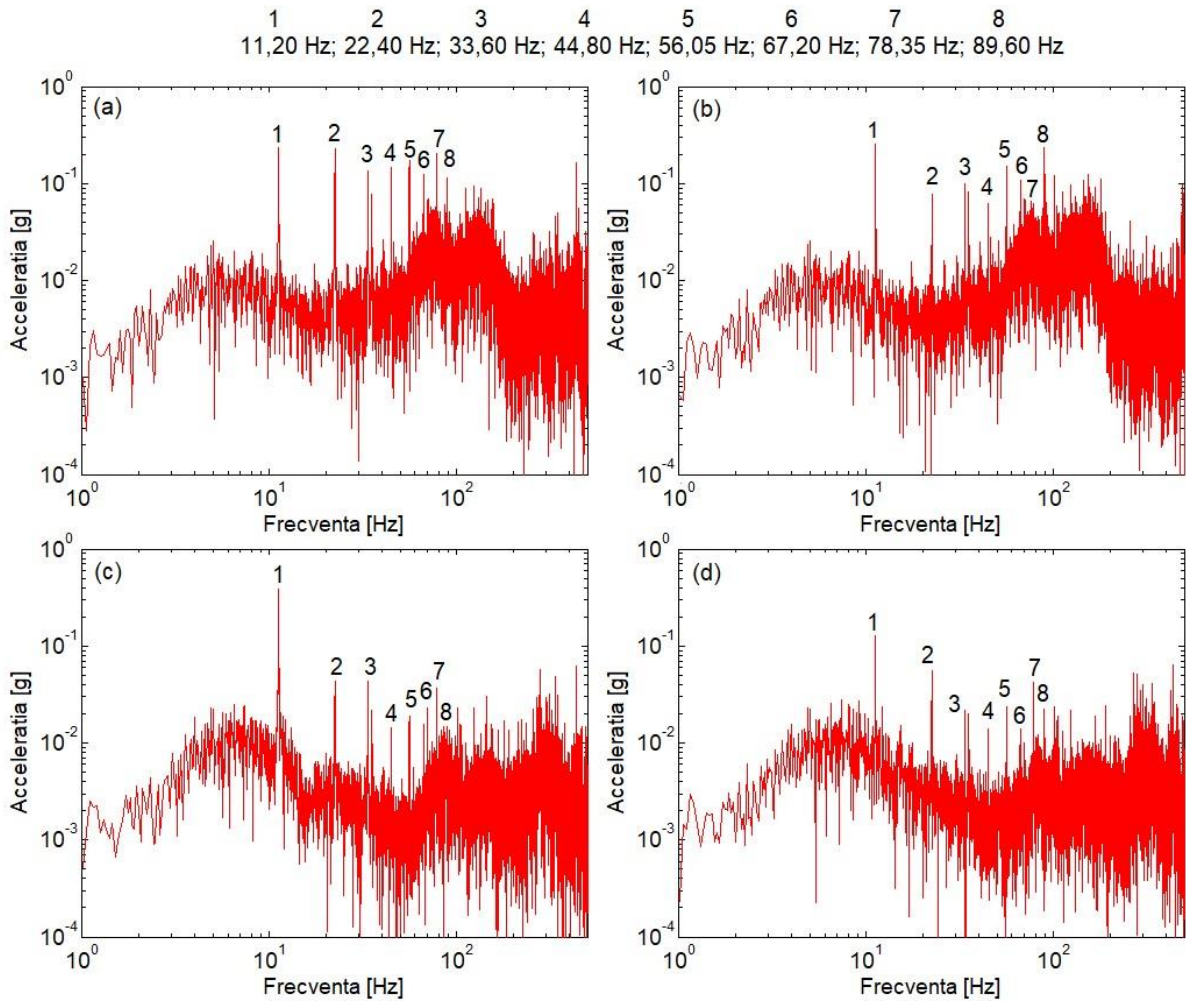


Fig. 17. Spectrele de amplitudine ale accelerației la 117 km/h: (a) cutia de osie 1; (b) cutia de osie 2; (c) cadrul de boghiu deasupra osiei 1; (d) cadrul de boghiu deasupra osiei 2.

Spectrele de accelerație prezintă forme similare atât la nivelul cutiilor de osie, cât și la nivelul cadrului de boghiu. Se poate observa o intensificare a regimului de vibrație la frecvențe cuprinse între 4-8 Hz după care urmează o descreștere a amplitudinii accelerației care la cutiile de osie atinge un minim la cca. 20-30 Hz, iar la cadrul boghiului ajunge la minim la cca. 40-

60 Hz. În jurul frecvenței de 100 Hz poate fi identificată o altă bandă de frecvență în care se constată o intensificare a regimului de vibrație.

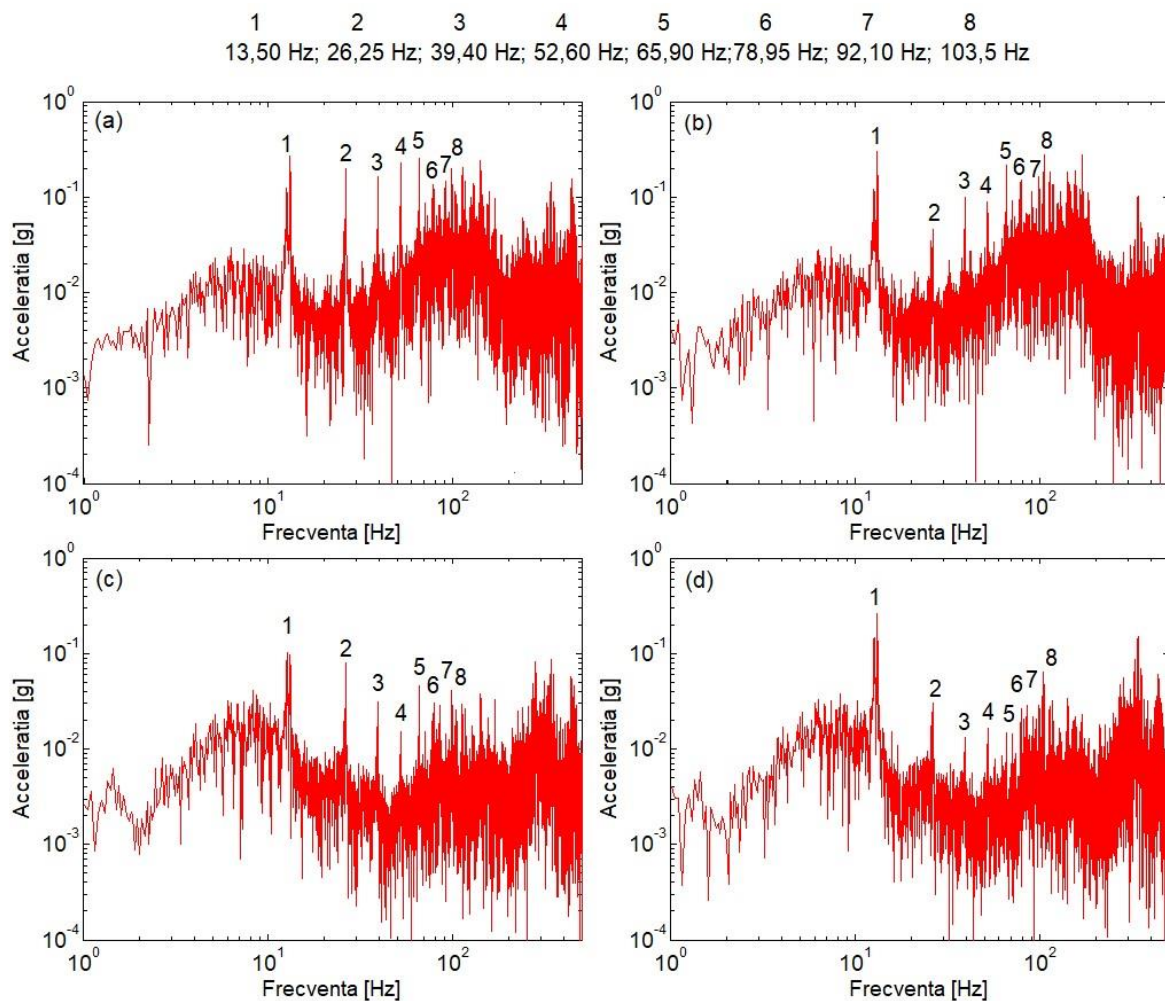


Fig. 18. Spectrele de amplitudine ale accelerației la 137 km/h: (a) cutia de osie 1; (b) cutia de osie 2; (c) cadrul de boghiu deasupra osiei 1; (d) cadrul de boghiu deasupra osiei 2.

O altă caracteristică comună a spectrelor de amplitudine ale accelerației constă în faptul că pe toate spectrele apar o serie de vârfuri care sunt înregistrate la frecvențe care formează o progresie aritmetică. Într-adevăr, la spectrele de accelerație calculate pentru viteza de 117 km/h, se observă cel puțin 8 vârfuri ale căror frecvențe sunt: 11,20 Hz, 22,40 Hz, 33,60 Hz, 44,80 Hz, 56,05 Hz, 67,20 Hz, 78,35 Hz și 89,60 Hz. De asemenea, la spectrele de accelerație determinate la 137 km/h, vârfurile sunt la următoarea serie de frecvențe: 13,50 Hz, 26,35 Hz, 39,40 Hz, 52,60 Hz, 65,90 Hz, 78,95 Hz, 92,10 Hz și 103,50 Hz.

Pentru a identifica sursa acestor vârfuri de accelerație, trebuie să se stabilească lungimea de undă a acestora. Se cunoaște că lungime de undă a unui defect periodic poate fi calculată ca raport dintre viteza de circulație (în m/s) și frecvența la care apare vibrația indusă de acel defect.

Tabelul 3 sintetizează calculele efectuate în această privință.

Se observă că lungimile de undă calculate la cele două viteze de circulație sunt foarte apropiate pentru fiecare componentă în parte. O diferență relativ mai mare se constată la prima și la ultima componentă, dar și în aceste cazuri eroarea relativă este sub 3%.

După cum s-a arătat în § 5.2, modelul sistemului roată-șină este sintetizat prin funcțiile de răspuns în frecvență care fac legătura dintre mărimea perturbatoare a sistemului și răspunsul

acestui. În etapa a doua, aceste funcții de răspuns în frecvență sunt aplicate în sens invers și se calculează mărimea perturbatoare, respectiv amplitudinile defectelor suprafețelor de rulare, în funcție de răspunsul sistemului sub forma accelerației măsurate la viteza V_1 .

Etapa a treia este tot o etapă de calcul, în care de data aceasta funcțiile de răspuns în frecvență sunt utilizate sub forma directă. În acest mod, se calculează accelerațiile boghiului la viteza V_2 pornind de la amplitudinile defectelor suprafețelor de rulare obținute la etapa precedentă.

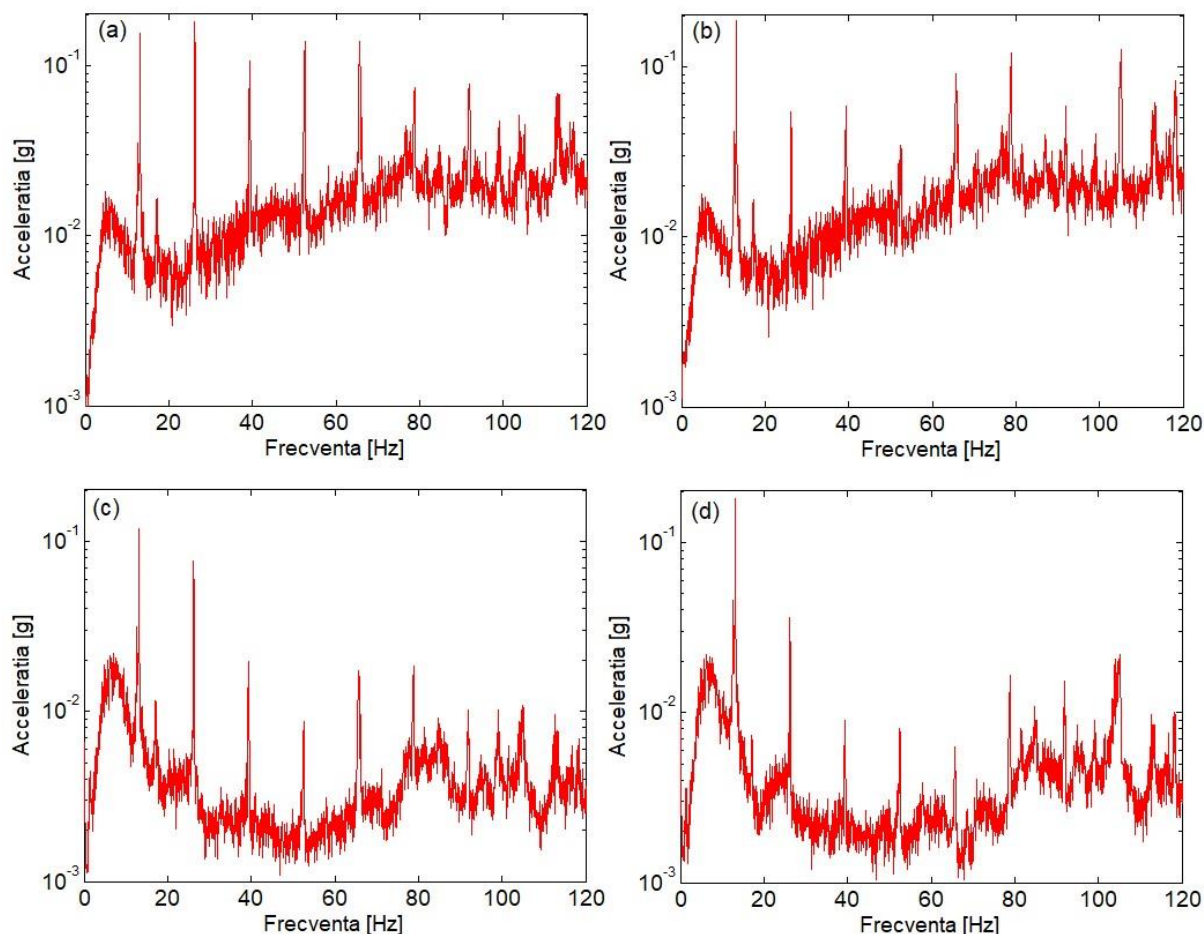


Fig. 23. Spectrele accelerației eficace măsurate la 137 km/h: (a) osia 1; (b) osia 2; (c) cadru de boghiu deasupra osiei 1; (d) cadrul de boghiu deasupra osiei 2.

Așa cum se va vedea mai jos, cele două etape sunt cumulate în sensul că nu este nevoie de a calcula defectele suprafețelor de rulare, motiv pentru care sunt încadrate de un chenar cu linie întreruptă.

Ultima etapă a procedurii constă în comparația accelerațiilor măsurate la viteza V_2 cu accelerațiile calculate pentru aceeași viteză.

Trecând la prima etapă a procedurii, au fost selectate 12 înregistrări de accelerații la viteza de 137 km/h și alte 12 înregistrări la viteza de 117 km/h pentru a calcula o statistică privitoare la spectrele de accelerații.

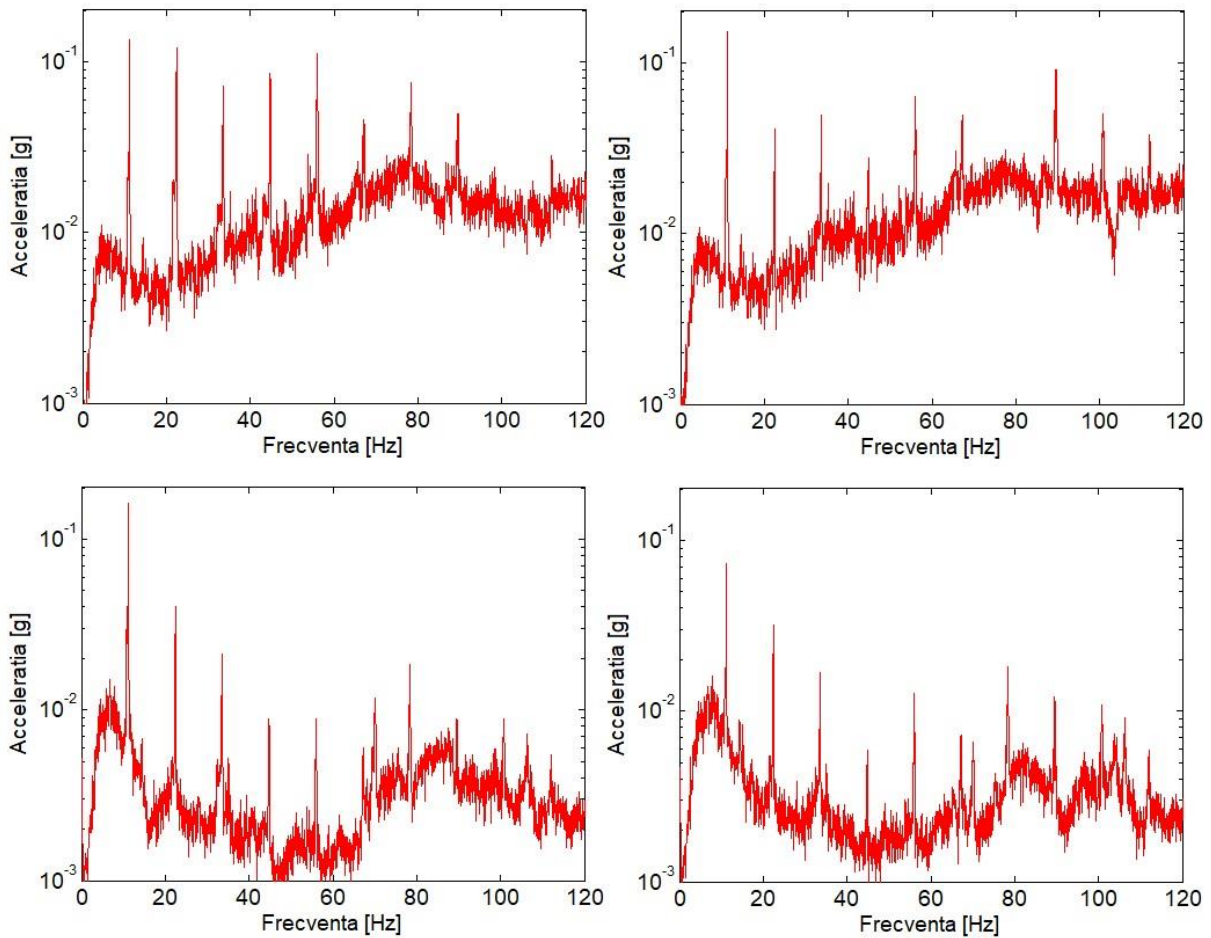


Fig. 24. Spectrele accelerației eficace măsurate la 117 km/h: (a) osia 1; (b) osia 2; (c) cadru de boghiu deasupra osiei 1; (d) cadrul de boghiu deasupra osiei 2.

În figurile 23 și 24 sunt prezentate spectrele accelerației eficace determinate din măsurători la viteza $V_1 = 137$ km/h și la viteza $V_2 = 117$ km/h. Spectrele au fost determinate calculând mai întâi pentru fiecare componentă spectrală media pătratică a accelerației de la toate cele 12 înregistrări, iar apoi valoarea eficace.

Coroborând ultimele două relații se obține raportul accelerațiilor induse de o rugozitate având o anumită lungime la cele două viteze de circulație

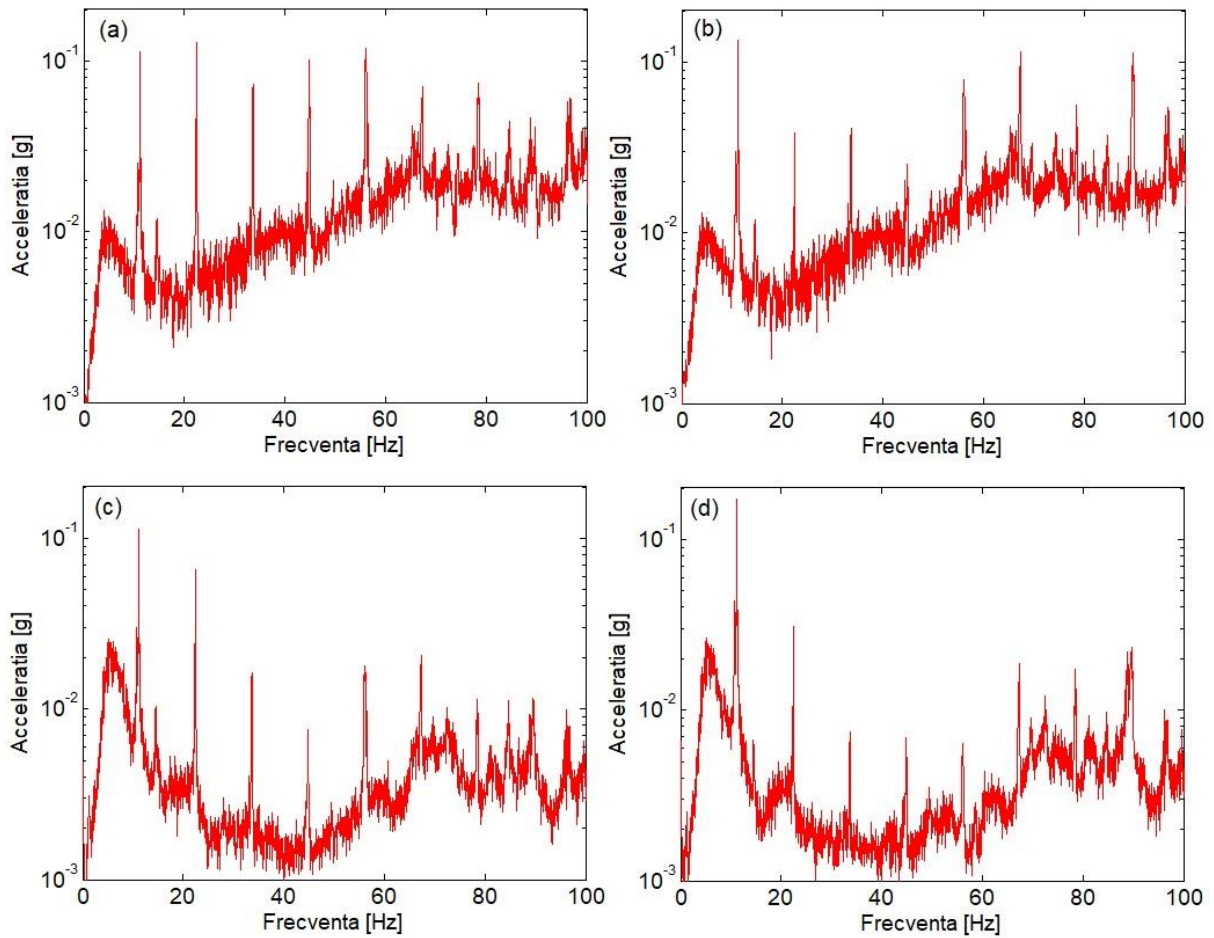


Fig. 29. Spectrele accelerației eficace la 117 km/h obținute prin calcul: (a) osia 1; (b) osia 2; (c) cadru de boghiu deasupra osiei 1; (d) cadrul de boghiu deasupra osiei 2.

Figura 29 prezintă accelerațiile eficace calculate la viteza $V_2=117$ km/h plecând de la accelerațiile măsurate la viteza $V_1=137$ km/h, iar figura 30 prezintă suprapunerea accelerațiilor măsurate și calculate la viteza $V_2=117$ km/h.

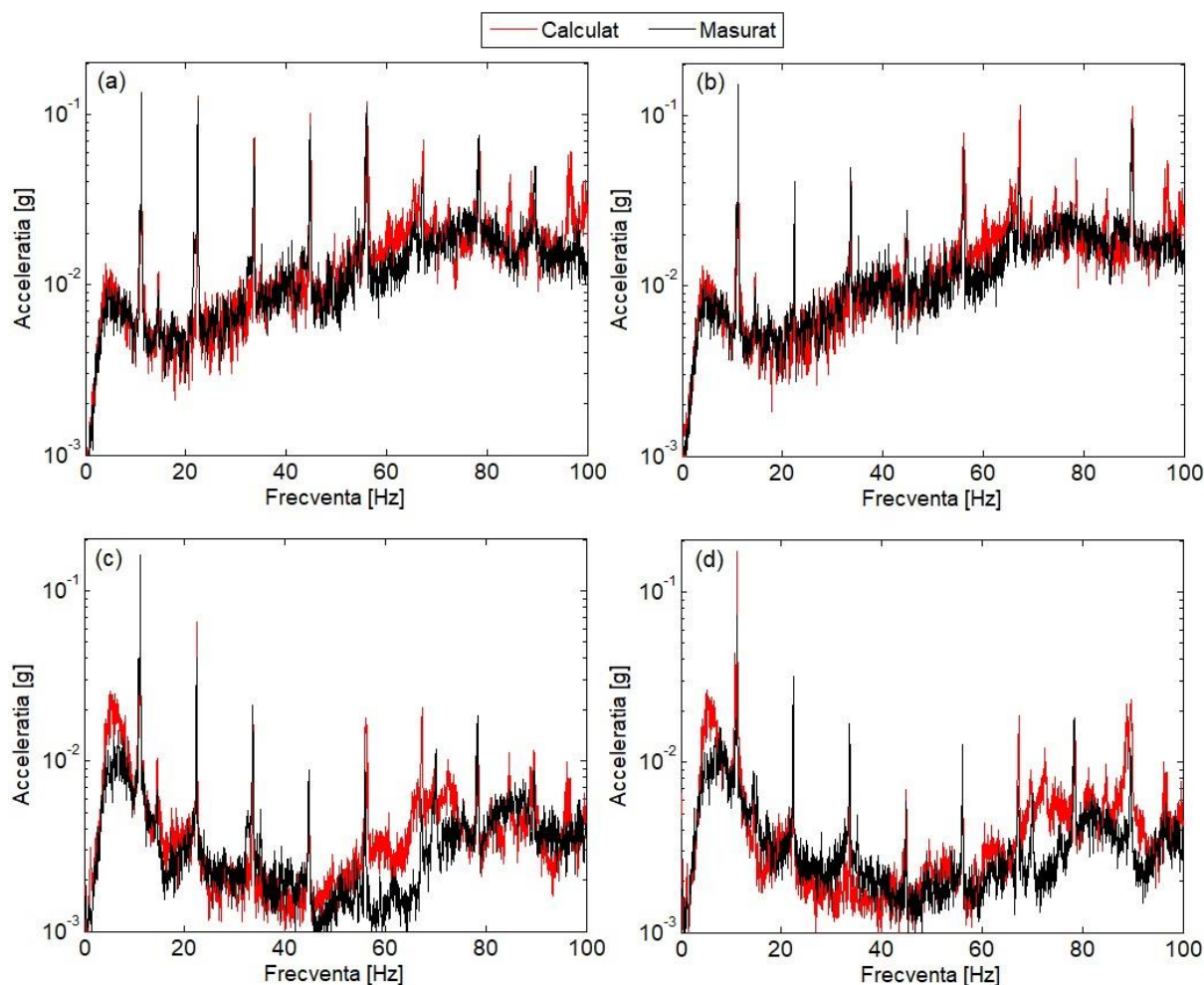


Fig. 30. Spectrele accelerației eficace calculate și măsurate la 117 km/h: (a) osia 1; (b) osia 2; (c) cadru de boghiu deasupra osiei 1; (d) cadrul de boghiu deasupra osiei 2.

În general, există o bună concordanță între cele două tipuri de spectre ale accelerației eficace, cel măsurat și cel calculat pe baza modelului prezentat în lucrare. La nivelul cutiilor de osie, este remarcabilă apropierea dintre accelerațiile datorate rugozităților suprafețelor de rulare, fapt explicabil prin procedura de mediere a accelerației medie pătratică măsurată pe 12 tronsoane de cale. La nivelul cadrului de boghiu, se pot semnala unele diferențe între accelerațiile măsurate și cele calculate, dar acest lucru este mai puțin important având în vedere simplitatea modelului ales pentru boghiu.

Mult mai importante sunt observațiile care se pot face în legătură cu vârfurile datorate defectelor de excentricitate, ovalitate și poligonalizarea roții. Nu numai că frecvențele acestor vârfuri practic coincid, dar amplitudinile obținute pe baza modelului sistemului roată-șină sunt apropiate de cele calculate la nivelul cutiilor de osie.

În concluzie, rezultatele experimentale și teoretice validează modelul sistemului roată șină propus în această lucrare.

Concluziile tezei și contribuțiile personale

Vibrațiile sistemului roată-șină sunt generate de rugozitățile suprafețelor de rulare, defectele cvasi-periodice sau locale ale acestora și de discontinuitățile suprafeței de rulare a șinei.

În ceea ce privește mărimea vibrațiilor sistemului roată-șină, un rol foarte important îl joacă plăcuțele de șină, care reprezintă cel mai apropiat element elastic de zona în care aceste vibrații sunt generate, și prisma căii. Caracteristica elastică a plăcuțelor de șină și cea a prismeii căii, reprezentând forța de apăsare corespunzătoare unui capăt de traversă în funcție de deformare, sunt neliniare, și acest aspect reprezintă o dificultate importantă în rezolvarea ecuațiilor de mișcare ale modelului căii.

S-a demonstrat că atât caracteristica elastică a plăcuței de șină, cât și caracteristica elastică a prismeii căii pot fi approximate prin funcții forță-deplasare liniare pe porțiuni de tip biliniar. Aceste funcții se construiesc prin metoda celor mai mici pătrate în funcție de mărimea sarcinii statice pe roată, astfel încât erorile în raport cu caracteristica neliniară să fie de ordinul a câtorva procente pentru sarcinile pe roată uzuale la vehiculele actuale.

Caracteristicile neliniare ale plăcuțelor de șină și ale prismeii de balast pot fi implementate în modelul căii cu două etaje elastice prin utilizarea funcțiilor biliniare. Rezultă un model neliniar al căii de rulare a căruia caracteristică elastică echivalentă are trei ramuri, pe fiecare dintre acestea rigiditatea este constantă.

S-a arătat că erorile introduse în modelul căii în ansamblul său de caracteristicile biliniare ale plăcuțelor de șină și ale prismeii căii în raport cu caracteristicile reale sunt mai mici decât erorile care apar la calculul caracteristicilor biliniare ale celor două etaje elastice în raport cu caracteristicile elastice reale ale fiecărui etaj elastic în parte.

Utilizarea acestui model în studiul vibrațiilor roată-șină se poate face dacă se ține seama de faptul că forța de contact roată-șină are două componente, una este constantă în timp și este egală cu sarcina statică pe roată a vehiculului, iar cealaltă este variabilă în timp și reprezintă componenta dinamică a forței de contact.

Sub sarcina statică, șina lucrează pe ramura cu rigiditatea cea mai mare în jurul secțiunii în care acționează sarcina statică, apoi pe ramura cu rigiditate medie și, la depărtare de secțiunea sarcinii statice, pe ramura elastică. Distanțele pe care lucrează șina pe fiecare ramură se calculează prin rezolvarea unui sistem algebric neliniar rezultat din condițiile la limită ale modelului.

O dată stabilită configurația fundației elastice a modelului căii în funcție de sarcina statică, se poate calcula răspunsul dinamic al șinei în termeni de receptanță. Această etapă este posibilă prin liniarizarea modelului căii cu caracteristică elastică neliniară în jurul poziției de echilibru sub sarcina statică. S-a obținut un model liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă (MLCEN). Pentru comparație, a fost elaborat și un model liniar echivalent cu caracteristică elastică omogenă (MLCEO).

În ceea ce privește analiza răspunsului dinamic al șinei, interesează două aspecte și anumite: răspunsul șinei în dreptul secțiunii active (unde acționează forța de excitație) pentru influența pe care aceasta o are asupra regimului de vibrații ale sistemului roată-șină și modul în care se atenuează undele de încovoiere de-a lungul șinei pentru influența asupra puterii acustice a șinei.

Răspunsul dinamic al șinei pe fundație cu caracteristică elastică omogenă (MLCEO) sub acțiunea unei forțe armonice prezintă două frecvențe de rezonanță una joasă la care șina și traversele vibrează în fază pe prisma de balast și o alta, înaltă la care șina și traversele vibrează în antifază. Între cele două rezonanțe, șina experimentează regimul antirezonaț datorită efectului de absorbitor dinamic exercitat de traverse. Prin șină se propagă două unde evanescente care prin compunere formează unde staționare la frecvențe mai mici decât prima frecvență de rezonanță și la frecvențe cuprinse între frecvența de antirezonață și a doua frecvență de rezonanță. În celelalte două intervale de frecvență, între prima frecvență de rezonanță și frecvența de antirezonață și la frecvențe mai mari decât frecvența celei de a doua rezonanțe, se propagă prin șină o undă evanescentă al cărei efect dispare în apropierea forței de excitație și o undă de propagare.

Amortizarea plăcuțelor de șină și a prisme de piatră spartă fie că este modelată cu modelul vâscoelastic, fie cu modelul histeretic, limitează amplitudinea vibrației la frecvențele de rezonanță și o reduce în zonele din jurul acestor frecvențe. Totodată, amortizarea mărește răspunsul șinei în jurul frecvenței de antirezonață. Amortizarea plăcuțelor de șină controlează amplitudinea șinei în jurul frecvenței înalte de rezonanță, iar amortizarea prisme de piatră spartă controlează regimul de vibrație al șinei în jurul frecvenței joase de rezonanță. Amortizarea nu are efecte la frecvențe mari. La frecvențe mici, amortizarea histeretică reduce amplitudinea răspunsului, în timp ce amortizarea vâscoelastică nu influențează regimul dinamic pentru că aceasta din urmă fiind proporțională cu frecvența, la frecvențe mici ponderea forței de amortizare devine nesemnificativă în comparație cu cea a forței elastice.

În privința atenuării undelor de încovoiere de-a lungul șinei, ambele modele de amortizare indică faptul că cele mai mari valori ale atenuării sunt înregistrate în domeniile de frecvență în care prin șină se propagă numai unde evanescente. Modelul amortizării histeretice arată că undele de încovoiere se atenuează într-o mai mică măsură în domeniul frecvențelor mai mari decât frecvența de rezonanță înaltă.

Răspunsul dinamic al șinei calculat cu modelul liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă (MLCEN) este diferit de cel obținut cu MLCEO în domeniul frecvențelor joase și medii, fiind asemănător însă în domeniul frecvențelor înalte unde răspunsul nu mai depinde practic de elasticitatea căii, ci de inerția șinei și a traverselor. Frecvența rezonanței joase și frecvența de antirezonață sunt mai mari dacă sunt calculate cu MLCEN. În plus, apar o serie de maxime și minime în diagrama receptanței situate între frecvența de rezonanță joasă și frecvența de antirezonață care nu au corespondent în rezultatele obținute cu MLCEO. Explicația diferențelor dintre rezultatele obținute cu cele două modele rezidă pe de o parte în faptul că cele două modele au rigidități diferite în secțiunea în care acționează forța armonică de excitație, ceea ce face ca receptanța calculată cu MLCEN să fie mai apropiată de cea calculată cu un model cu fundație omogenă care lucrează însă numai pe porțiunile rigide ale caracteristicilor biliniare (cazul rigid-rigid), iar pe de altă parte, în apariția undelor staționare ca efect al undelor reflectate de secțiunile în care MLCEN își modifică rigiditatea.

În cazul utilizării MLCEO, prin șină se propagă același tip de unde pe întreaga lungime a acesteia indiferent de frecvența acestora, dacă frecvența se găsește în interiorul unuia dintre cele 4 intervale delimitate de frecvențele de rezonanță și de antirezonață. Modul în care se propagă undele de încovoiere de-a lungul șinei este diferit în cazul aplicării MLCEN în sensul că natura undelor se poate schimba la o modificare mică a frecvenței, fără ca frecvența să treacă de la un interval la altul din cele delimitate de cele două rezonanțe și de antirezonață. Modificarea naturii undelor de încovoiere se produce la trecerea prin secțiunea în care are loc schimbarea rigidității fundației. Ca urmare, există o diferență notabilă între modul în care descrește amplitudinea vibrației de-a lungul șinei determinat cu cele modele.

Regimul de vibrație al osiei montate, care a fost studiat într-o manieră robustă prin utilizarea a două metode diferite, metoda analitică bazată pe teoria grinzii Euler-Bernoulli pentru osie cu corpuri rigide atașate pentru roți și cutiile de osie și metoda elementului finit, este dominat de caracterul inerțial datorat modului rigid de vibrație și de rezonanțele osiei induse de încovoierea acesteia. Vibrația de încovoiere a osiei montate prezintă moduri proprii simetrice și respectiv, antisimetrice care pot fi puse în evidență prin modurile simetrice sau antisimetrice de excitație. Frecvențele proprii ale modurilor antisimetrice sunt mai mari decât frecvențele proprii ale modurilor simetrice corespondente. În funcție de tipul excitării, osia montată are la nivelul roților și al cutiilor de osie regimuri anti-rezonante la frecvențe apropiate de frecvențele de rezonanță.

Vibrațiile sistemului roată-șină au fost studiate cu ajutorul unui model original care cuprinde modelul căii, al osiei montate și al masei suspendate a boghiului, incluzând de asemenea, elementele suspensiei primare. Analiza vibrațiilor a fost realizată prin metoda comparației considerând cele două modele de cale, modelul liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă și modelul liniar cu caracteristică elastică omogenă, și două modele de amortizare, modelul amortizării vâscoase și modelul amortizării histeretice. Au fost studiate regimul de vibrații armonice pe baza funcțiilor de răspuns în frecvență și cel de vibrații aleatorii, calculându-se spectrele densității de putere ale mărimilor de interes și spectrele valorilor eficace.

Calcululele efectuate cu ajutorul MLCEO pun în evidență existența a trei rezonanțe ale sistemului analizat. Prima frecvență de rezonanță se datorează masei suspendate a boghiului și suspensiei primare, iar celelalte două, care apar la frecvențe mult mai mari, se datorează interacțiunii dintre osie și calea de rulare. Aceste rezonanțe apar numai în domeniile de frecvență în care prin șină se propagă unde evanescente staționare.

Din analiza funcției de răspuns în frecvență a forței de contact rezultă următoarele corelații: forța dinamică de contact devine minimă la frecvențele de rezonanță ale șinei și în vecinătatea frecvențelor de antirezonanță ale roții. De asemenea, forța de contact roată-șină este minimă și la frecvența de rezonanță a sistemului compus din roată-suspensia primară-masa suspendată a boghiului considerat ca un sistem cu două grade de libertate și un grad de libertate elastic.

Amortizarea, indiferent de modelul de amortizare adoptat, limitează amplitudinea vibrației la frecvențele de rezonanță ale sistemului roată-șină, dar o amplifică la frecvențele de antirezonanță. Chiar dacă ia valori relativ mici, amortizarea poate estompa în anumite situații existența rezonanței și a antirezonanței fie la nivelul roții sau al cutiei de osie, fie la cel al șinei.

În cazul utilizării modelului amortizării histeretice, maximele corespunzătoare rezonanței de amplitudine apar la frecvențe mai mari decât cele obținute cu modelul amortizării vâscoase.

Analiza densităților spectrale de putere ale accelerației arată că regimul de vibrații forțate este dominat la frecvență joasă de vibrația masei suspendate a boghiului datorită rezonanței de amplitudine. La frecvențe cuprinse între frecvența de rezonanță a masei suspendate pe suspensia primară și frecvența joasă de rezonanță a osiei pe cale, cea mai mare accelerație se înregistrează la nivelul roții pentru ca la frecvențe mai mari, șina să devină cea mai importantă sursă de vibrații. În general, accelerației șinei crește o dată cu frecvența, excepție fac cele două zone din jurul frecvenței de rezonanță a osiei pe cale când accelerația șinei prezintă minime locale. La frecvența joasă de rezonanță a osiei pe cale, roata și șina în punctul de contact cu roata au vibrații sensibil egale.

Referitor la forțele calculate, forța din suspensie și forța de contact roată-șină, se remarcă faptul că forța de contact roată-șină este mai mare pe aproape întreg domeniul de frecvență.

În ceea ce privește diferențele dintre rezultatele obținute cu MLCEN și cele obținute cu MLCEO, analiza arată că aceste diferențe nu sunt influențate de modelul de amortizare adoptat. Astfel, accelerația șinei în punctul de contact calculată cu MLCEO este mai mare decât cea obținută cu ajutorul MLCEN pe aproape tot domeniul de frecvență considerat. Accelerația roții prezintă domenii de frecvență în care valorile date de MLCEO sunt mai mari decât cele rezultate din MLCEN pentru ca în altele, raportul dintre valorile obținute cu cele două modele să se inverseze.

Diferențe mari pot fi semnalate între rezultatele furnizate de cele două modele în ceea ce privește forța de contact roată-șină. Diferențele nu sunt numai cantitative deși acestea pot lua valori de la simplu la dublu, ci și calitative, în sensul că în timp ce densitatea spectrală calculată cu un model are un maxim local, densitatea spectrală calculată cu celălalt model are un minim local.

Studiul parametric al vibrațiilor sistemului roată-șină efectuat cu ajutorul modelului liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă pune în evidență următoarele aspecte privitoare la spectrele valorilor eficace calculate pe intervale de 1/3 octavă.

Influența vitezei de circulație:

- (a) accelerația roții, accelerația șinei în secțiunea de contact cu roata și forța de contact cresc monoton în funcție de viteza de circulație;
- (b) odată cu creșterea vitezei de circulație se produce distorsionarea spectrelor accelerației roții și a forței de contact în anumite benzi de frecvență prin modificarea raportului dintre componentele spectrale o dată cu creșterea vitezei de circulație; Influența sarcinii statice:
 - (a) la frecvență mai mică decât frecvența joasă de rezonanță a osiei pe cale, accelerația șinei scade dacă sarcina statică se mărește pentru ca la frecvențe înalte, accelerația șinei să fie mai mare în anumite intervale de frecvență și mai mică în altele;
 - (b) accelerația roții și forța de contact nu sunt influențate de sarcina statică la frecvențe mici, dar la frecvențe medii și înalte, pot prezenta creșteri foarte mari în anumite intervale de 1/3 octavă;

Influența constantei elastice a porțiunii *rigide* a caracteristicii plăcuței de șină:

- (a) creșterea rigidității conduce la reducerea vibrației șinei pe aproape întreg domeniul de frecvență, exceptând unu-două intervale de frecvență în care creșterea este modestă;
- (b) creșterea rigidității nu influențează vibrația roții și forța de contact în domeniul frecvențelor joase și înalte, dar determină o creștere accentuată în domeniul frecvențelor medii.

Influența constantei elastice a porțiunii *elastice* a caracteristicii plăcuței de șină:

- (a) creșterea rigidității reduce vibrația șinei în domeniul frecvențelor joase și are o influență limitată în rest fie micșorând nivelul vibrației, fie mărindu-l în anumite intervale de frecvență;
- (b) creșterea rigidității poate conduce la o amplificare apreciabilă a vibrației roții și a forței de contact într-un anumit interval de frecvență, dar în rest fie nu influențează practic regimul de vibrații, fie această influență este modestă. Concluziile studiului parametric pot fi aplicate în toate probleme practice ale vibrațiilor sistemului roată-șină contribuind la mai buna cunoaștere a fenomenelor de interacțiune mai ales a acelor fenomene legate de producerea zgomotului de rulare și de inițierea și dezvoltarea uzurii suprafețelor de rulare.

Totodată, modelul vibrațiilor sistemului roată-șină și concluziile studiului parametric pot reprezenta un ghid pentru găsirea celei mai bune soluții privind proiectarea plăcuțelor de șină în funcție de principalii parametri ai căii de rulare și de caracteristicile vehiculelor care circulă pe un anumit tronson de cale.

Contribuțiile personale

În această secțiune sunt prezentate cele mai importante contribuții ale tezei.

- (a) Metodologia de determinare a aproximării biliniare a caracteristicii forță-deformare a plăcuțelor de șină și a prisme de piatră spartă în funcție de sarcina maximă și de eroarea maximă tolerată;
- (b) Implementarea caracteristicilor biliniare ale plăcuțelor de șină și prisme de piatră spartă în modelul neliniar al căii de rulare alcătuit dintr-o grindă infinită Euler-Bernoulli pe o fundație cu două straturi elastice și un strat intermediar inerțial; elaborarea modelului liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă și elaborarea modelului liniar cu caracteristică elastică omogenă care este utilizat ca termen de comparație în evaluarea regimului de vibrații al sistemului roată-șină.
- (c) Elaborarea metodei de rezolvare a ecuațiilor neliniare care descriu deplasarea șinei și a traverselor sub acțiunea sarcinii statice și determinarea constantelor elastice ale straturilor elastice ale modelului liniar cu caracteristică elastică omogenă din condiția ca deplasarea șinei și a traverselor în secțiunea sarcinii statice să fie egale cu cele obținute cu modelul neliniar;
- (d) Deducerea ecuațiilor regimului dinamic al modelului liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă și a ecuațiilor regimului dinamic al modelului liniar cu caracteristică elastică omogenă;
- (e) Analiza răspunsului dinamic al șinei utilizând metoda comparativă pe baza rezultatelor furnizate de MLCEN și de MLCEO cu punctarea următoarelor aspecte mai importante: determinarea tipurilor de unde care se propagă prin șină în acord cu proprietățile celor două modele și domeniile de frecvență la care apar aceste unde; punerea în evidență a undelor staționare ca urmare a reflexiei undelor de încovoiere în secțiunile în care se produce variația rigidității straturilor elastice ale fundației; analiza răspunsului dinamic al șinei obținut cu MLCEN și MLCEO luând în considerare două modele de amortizare, amortizare vâscoasă și amortizare histeretică și punerea în evidență a diferențelor care apar între rezultate datorită utilizării celor două modele de amortizare; analiza modului în care se propagă undele de încovoiere calculate cu MLCEN și MLCEO de-a lungul șinei;
- (f) Studiul regimului de vibrație al osiei montate cu ajutorul a două modele, unul analitic, bazat pe teoria grinzii Euler-Bernoulli cu mase rigide atașate, iar celălalt construit pe teoria elementului finit pentru verificarea rezultatelor obținute: frecvența de rezonanță a încovoierii osiei, receptanța osiei în dreptul roților și în dreptul cutiilor de osie pentru modurile simetrice și antisimetrice de vibrație;
- (g) Elaborarea modelului pentru studiul vibrațiilor sistemului roată-șină pe baza modelului neliniar al căii de rulare caracterizat prin modelarea cu funcții biliniare a rigidității straturilor elastice corespunzătoare plăcuțelor de șină și prisme de piatră spartă, a modelului cu elemente finite al osiei montate și cu includerea masei suspendate a boghiului și a efectului suspensiei primare;
- (h) Metodologia de determinare a densității spectrale de putere a factorului de excitație al vibrațiilor sistemului roată-șină sub formă analitică pe baza spectrului densității mediei pătratice a abaterilor de nivelment date sub formă analitică și a spectrului limită în benzi de $1/3$ octavă a

rugozităților suprafețelor de rulare impus de normativele privind condițiile de măsurare a zgomotului la vehiculele feroviare;

- (i) Analiza parametrică a vibrațiilor sistemului roată-șină pe baza modelului liniarizat cu caracteristică elastică neomogenă care pune în evidență influența vitezei de circulație, a sarcinii statice pe roată și a constantelor elastice ale porțiunii 'elastice' și 'rigide' de pe caracteristica plăcuțelor de șină asupra regimului de vibrații;
- (j) Metoda de validare a modelului teoretic pe baza încercărilor experimentale de măsurare a accelerației la nivelul cutiilor de osie la diferite viteze de circulație în condițiile în care factorul de excitație a vibrațiilor roată-șină conține o componentă deterministă (defectul de poligonalizare a roții) și o componentă aleatorie (rugozitățile suprafețelor de rulare).

Direcții de dezvoltare a cercetărilor

Plecând de la realizările prezentate în această lucrare, cercetările viitoare se pot dezvolta pe următoarele direcții:

- (a) Aplicarea modelului neliniar al căii de rulare alcătuit dintr-o grindă Euler-Bernoulli rezemată pe o fundație continuă cu două straturi elastice cu caracteristici elastice biliniare pentru plăcuțele de șină și prisma de piatră spartă pentru a studia regimul de vibrații cauzate de interacțiunea dintre un vehicul cu două sau patru osii. Se poate utiliza o metodă asemănătoare, respectiv determinarea poziției de echilibru sub sarcina statică, iar apoi calculul receptanțelor la nivelul șinei în secțiunile de contact cu roțile vehiculului;
- (b) Aplicarea modelului neliniar al căii de rulare descris în această lucrare pentru a studia fenomenele de interacțiune vehicul/cale de rulare în domeniul vitezelor mari de circulație prin adoptarea modelului de interacțiune al roții mobile; într-o primă fază trebuie determinate vitezele critice ale căii, respectiv viteza de fază a undelor de încovoiere prin șină; studierea fenomenelor de instabilitate a sistemului vehicul-cale de rulare datorită undelor anormale Doppler ce pot fi induse în structura căii de circulația vehiculului;
- (c) Extinderea domeniului de frecvență în care poate fi aplicat modelului de cale cu caracteristici biliniare pentru plăcuțele de șină prisma de balast prin înlocuirea fundației continue cu o fundație cu reazeme punctuale echidistante; rezolvarea problemei interacțiunii dintre vehicul și cale se poate face adoptând un model de cale cu lungime finită și rezolvarea ecuațiilor de mișcare prin aplicarea metodei analizei modale. Prin aplicarea acestei metode, răspunsul căii este descris de un sistem de ecuații diferențiale cu derivate ordinare neliniare cuplate datorită prezenței termenilor neliniari în expresia forțelor din reazeme, iar rezolvarea unui astfel de sistem de ecuații se poate face prin aplicarea metodei Newmark-beta.

Bibliografie

1. Ahmad, N., Thompson, D.J., Jones, C.J.C., Muhr, A.H., Predicting the effect of temperature on the performance of elastomer-based rail damping devices, *Journal of Sound and Vibration* 322 (2009) 674-689.
2. Arlaud, E., Costa D'Aguiar, S., Balmes, E., Receptance of railway tracks at low frequency: Numerical and experimental approaches, *Transportation Geotechnics* 9 (2016) 1-16.

3. Baeza, L., Fayos, J., Roda, A., Insa, R., High frequency railway vehicle-track dynamics through flexible rotating wheelsets, *Vehicle System Dynamics* 46 (2008) 647-662.
4. Baeza, L., Vila, P., Xie, G., Iwnicki, S., Prediction of rail corrugation using a rotating flexible wheelset coupled with a flexible track model and a non-Hertzian/non-steady contact model, *Journal of Sound and Vibration* 330 (2011) 4493-4507
5. Berggren, E., *Railway Track Stiffness Dynamic Measurements and Evaluation for Efficient Maintenance*, Tezã de doctorat, ISSN 1651-7660 ISBN 978-91-7415-293-7, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, 2009.
6. Bezin, Y., Farrington, D., Penny, C., Temple, B., Iwnicki, S., The dynamic response of slab track constructions and their benefit with respect to conventional ballasted track, *Vehicle System Dynamics* 48 Supplement (2010) 175-193.
7. Bracciali, A., Cascini, G., Ciuffi, R., Time Domain Model of the Vertical Dynamics of a Railway Track up to 5 kHz, *Vehicle System Dynamics* 30 (1998) 1-15.
8. Cai, Z., Raymond, G. P., Bathurst, R. J., Estimate of Static Track Modulus using elastic foundation models, *Transportation Research Record* 1470, 1994, 65-72.
9. Carrascal, I.A., Casado, J.A., Polanco, J.A., Gutierrez-Solana, F. Dynamic behaviour of railway fastening setting pads, *Engineering Failure Analysis* 14 (2007) 364-373.
10. Carrascal, I.A., Perez, A., Casado, J.A., Diego, S., Polanco, J.A., Ferreno, D., Martin, J. J., Experimental study of metal cushion pads for high speed railways, *Construction and Building Materials* 182 (2018) 273-283.
11. Castro Jorge, P. C., Pinto da Costa, A., Simões, F.M.F., Finite element dynamic analysis of finite beams on a bilinear foundation under a moving load, *Journal of Sound and Vibration* 346 (2015) 328-344.
12. Chandra, S., Agarwal, M.M., *Railway engineering*, Oxford University Press 2007, New Delhi.
13. Chen, Y.Z., He, C.G., Zhao, X.J., Shi, L.B., Liu, Q.Y., Wang, W.J., The influence of wheel flats formed from different braking conditions on rolling contact fatigue of railway wheel, *Engineering Failure Analysis* 93 (2018) 183-199.
14. Cheng, G., He, Y., Han, J., Sheng, X., Thompson, D., An investigation into the effect of modelling assumptions on sound power radiated from a high-speed train wheelset, *Journal of Sound and Vibration* 495 (2021) 115910.
15. Connolly, D. P., Kouroussis, G., Woodward, P. K., Alves Costa, P., Verlinden, O., Forde, M.C., Field testing and analysis of high speed rail vibrations, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 67 (2014) 102-118.
16. Connolly, D. P., Kouroussis, G., Laghrouche, O., Ho, C. L., Forde, M. C., Benchmarking railway vibrations – Track, vehicle, ground and building effects, *Construction and Building Materials* 92 (2015) 64-81.
17. Connolly, D. P., Marecki, G. P., Kouroussis, G., Thalassinakis, I., Woodward, P. K., The growth of railway ground vibration problems — A review, *Science of the Total Environment* 568 (2016) 1276-1282.
18. Correa, N., Vadillo, E., Santamaria, J., Blanco-Lorenzo, J., On the non-proportionality between wheel/rail contact forces and speed during wheelset passage over specific weld, *Journal of Sound and Vibartion* 413 (2018) 79-100.

19. Cruceanu, I.C., Sorohan, Ș., Determination of the harmonic response of a railway wheelset using the finite element analysis method, The 13th International Conference Interdisciplinarity in Engineering, 3 – 4 octombrie 2019, Tîrgu Mureș, România, publicat în *Procedia Manufacturing*, Vol. 46, 2020, pp. 173-179.
20. Dimitrovová, Z., Frýba, L., Transverse Vibrations in Beams Supported by a Piece-Wise Homogeneous Visco-Elastic Foundation, Proceedings of the Twelfth International Conference on Civil, Structural and Environmental Engineering Computing", Civil-Comp Press, Stirlingshire, UK, Paper 44, 2009.
21. Dimitrovova, Z., Critical velocity of a load moving on a beam with a sudden change of foundation stiffness: Applications to high-speed trains, *Computers and Structures* 87 (2009) 1224-1232.
22. Dimitrovova, Z., A general procedure for the dynamic analysis of finite and infinite beams on piece-wise homogeneous foundation under moving loads, *Journal of Sound and Vibration* 329 (2010) 2635-2653.
23. Dimitrovova, Z., Rodrigues, A.F.S., Critical velocity of a uniformly moving load, *Advances in Engineering Software* 50 (2012) 44-56.
24. Ding, H., Shi, K-L., Chen, L-Q., Yang, S-P. Dynamic response of an infinite Timoshenko beam on a nonlinear viscoelastic foundation to a moving load, *Nonlinear Dynamics* 73 (2013) 285-298.
25. Dings, P. C., Dittrich, M.G. Roughness on Dutch railway wheels and rails, *Journal of Sound and Vibration* 193 (1996) 103-112.
26. Dossing, O., *Structural Testing*, Bruel&Kjaer, Nærum 1988.
27. Dumitriu, M., Cruceanu, I.C., On the rolling noise reduction by using the rail damper, *Journal of Engineering Science and Technology Review*, Vol. 10, Issue 6, 2017, pp. 87-95.
28. Dumitriu, M., Cruceanu, I.C., Metode și tehnici de atenuare a zgomotului emis de șină, Simpozionul Național de Material Rulant de Cale Ferată - ediția a XV-a – București 2017, Editura MatrixRom, pag. 161-185, ISSN 1843-9888.
29. Dumitriu, M., Gheți, M.A., Cruceanu, I.C., Experimental analysis of the vertical vibration of the railway bogie during braking, The 13th International Conference Interdisciplinarity in Engineering, 3 – 4 octombrie 2019, Tîrgu Mureș, România, publicat în *Procedia Manufacturing*, Vol. 46, (2020) 49-54.
30. Dumitriu, M., Cruceanu, I.C., Effect of vertical track irregularities on the vibration of railway bogie, *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*, Vol. 81, Issue 1, 2019, pp. 67-78.
31. Dumitriu, M., Cruceanu, I.C., Analiza vibrațiilor verticale ale boghiului Minden-Deutz pe baza datelor experimentale, Simpozionul Național de Material Rulant de Cale Ferată - ediția a XVII-a – București 2019, Editura MatrixRom, ISSN 1843-9888, pag. 98-107.
32. Dumitriu, M., Cruceanu, I.C., Fologea, D., Experimental study of the bogie vertical vibration - correlation between bogie frame accelerations and wheelsets accelerations, *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*, Vol. 83, Issue 2, 2021, pp. 83-94.
33. Dumitriu, M., Fologea, D., Cruceanu, I.C., Effects analysis of vertical track irregularities on bogie vibration - method based on bogie modelling and wheelsets accelerations measurement, 11th International Conference on Advanced Manufacturing Technologies

- (ICAMaT 2020), 29 - 30 octombrie 2020, București, România, publicat în IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Vol. 1018, 2021, Article number 012001, 9 pagini.
34. Dumitriu, M., Mazilu, T., *Vibrații. Aplicații numerice și experimentale*, Editura Matrix Rom, București, 2012.
 35. Egana, J.I., Vinolas, J., Seco, M., Investigation of the influence of rail pad stiffness on rail corrugation on a transit system, *Wear* 261 (2006) 216-224.
 36. Ebersohn, W., Selig, E., Track Modulus Measurements on a Heavy Haul Line, *Transportation Research Record* 1470, 1994, 73-83.
 37. Elias, J., Simulation of railway ballast using crushable polyhedral particles, *Powder Technology*, 264 (2014) 458-465.
 38. El-sayed, H. M., Zohny, H. N., Riad, H. S., Fayed, M. N., A three-dimensional finite element analysis of concrete sleepers and fastening systems subjected to coupling vertical and lateral loads, *Engineering Failure Analysis* 122 (2021) 105236.
 39. Esveld, C., *Modern Railway Track*, Second Edition, TU Delft, MRT, 2001.
 40. Fermer, M., Nielsen, J. C. O., Wheel/Rail Contact Forces for Flexible versus Solid Wheels due to Tread Irregularities, *Vehicle System Dynamics* 23 (1994) 142-157.
 41. Ferreno, D., Sainz-Aja, J., Carrascal, I., Cuartas, M., Pombo, J., Casado, J., Diego, S., Prediction of mechanical properties of rail pads under in-service conditions through machine learning algorithms, *Advances in Engineering Software* 151 (2021) 102927.
 42. Froio, D., Rizzi, E., Simões, F. M. F., Pinto da Costa, A., Dynamics of a beam on bilinear elastic foundation under harmonic moving load, *Acta Mechanica* 229 (2018) 4141–4165.
 43. Froio, D., Structural dynamics modelization of one-dimensional elements on elastic foundations under fast moving load, *Universita degli Studi di Bergamo*, 2020.
 44. Froling, R. D., Scheffel, H., Ebersohn, W., The vertical dynamic response of a rail vehicle caused by track stiffness variation along the track, *Vehicle System Dynamics Supplement* 25 (1996) 175-187.
 45. Ge, X., Ling, L., Yuan, X., Wang, K., Effect of distributed support of rail pad on vertical vehicle-track, *Construction and Building Materials* 262 (2020) 120607.
 46. Grassie, S. L., Gregory R. W., Harrison D., Johnson, K.L. The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation, *Journal Mechanical Engineering Science* 24 (1982) 77-90.
 47. Gu, G., Choi, J., The dynamic response of rail support, *Vehicle System Dynamics* 51 (6) (2013) 798-820.
 48. Guo, Y., Jia, W., Markine, V., Guoqing Jing, G., Rheology study of ballast-sleeper interaction with particle image velocimetry (PIV) and discrete element modelling (DEM), *Construction and Building Materials* 282 (2021) 122710.
 49. Hasan, N., Rail Pad Stiffness and Classification System, *Journal of Transportation Engineering, Part A: Systems* 145 (2019) 04019012.
 50. Hila, V., Radu, C., Ungureanu, C., Stoicescu, G., *Căi ferate Partea I Bazele proiectării căilor ferate*, Institutul de Construcții, București 1975.
 51. Hila, V., Radu, C., Ungureanu, C., Stoicescu, G., *Căi ferate Partea II Suprastructura căii*, Institutul de Construcții, București 1975.

52. Hussein, M.F.M., Hunt, H. E. M., Modelling of floating-slab tracks with continuous slabs under oscillating moving loads, *Journal of Sound and Vibration* 297 (2006) 37-54.
53. Iwnicki, S., Spiryagin, M., Cole, C., McSweeney, T., *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, Second edition, 2020, CRC Press, Taylor& Francis Group.
54. Jin, H., Zhou, X., Sun, X., Li, Z., Decay rate of rail with egg fastening system using tuned rail damper, *Applied Acoustics* 172 (2021) 107622.
55. Johnson, K.L., *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
56. Jones, C. J. C., Thompson, D. J., Diehl, R. J., The use of decay rates to analyse the performance of railway track in rolling noise generation, *Journal of Sound and Vibration* 293 (2006) 485-495.
57. Kaewunruen, S., Remennikov, A. M., Integrated field measurements and track simulations for condition assessment of railway tracks, 1st International Conference on Structural Condition Assessment, Monitoring, and Improvement, Perth, Australia, December 12-14, 2005, 391-398.
58. Kaewunruen, S., Remennikov, A. M., Sensitivity analysis of free vibration characteristics of an in-situ railway concrete sleeper to variations of rail pad parameters, *Journal of Sound and Vibration* 298 (2006) 453-461.
59. Kaewunruen, S., Remennikov, A., Field trials for dynamic characteristics of railway track and its components using impact excitation technique, *NDT&E International* 40 (2007) 510519.
60. Kaewunruen, S., Remennikov, A. M., An Alternative Rail Pad Tester for Measuring Dynamic Properties of Rail Pads Under Large Preloads, *Experimental Mechanics* 48 (2008) 55-64.
61. Kaewunruen, S., Remennikov, A., Dynamic properties of railway track and its components : a state-of-the-art review, Weiss, BN (ed) *New Research on Acoustics*, Hauppauge, New York, Nova Science Publishers, 2008, 197-220.
62. Kaiser, I., Popp, K., Interaction of elastic wheelsets and elastic rails: modelling and simulation, *Vehicle System Dynamics* 44 Supplement (2006) 932-939.
63. Knothe, K., Wu, Y. Receptance behaviour of railway track and subgrade, *Archive of Applied Mechanics* 68 (1998) 457- 470.
64. Koroma, S., Hussein, M., Owen, J., Influence of Preload and Nonlinearity of Railpads on Vibration of Railway Tracks under Stationary and Moving Harmonic Loads, *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* 34/3 (2015) 289-306.
65. Koroma, S., Hussein, M., Owen, J., The effects of preload and nonlinearity on the vibration of railway tracks under harmonic load, 11th International Conference on Vibration Problems Lisbon, Portugal 9-12 Sept 2013.
66. Kouroussis, G., Connolly, D. P., Verlinden, O., Railway-induced ground vibrations – a review of vehicle effects, *International Journal of Rail Transportation* 2 (2014) 69-110.
67. Kostovasilis, D., Thompson, D. J., Hussein, M.F.M., A semi-analytical beam model for the vibration of railway tracks, *Journal of Sound and Vibration* 393 (2017) 321-337.
68. Lei, X., *High Speed Railway Track Dynamics – Models, Algorithms and Applications*, Springer 2017 (ISBN 978-981-10-2039-1).
69. Li, W., Dwight, R., Zhang, T., On the study of vibration of a supported railway rail using the semi-analytical finite element method, *Journal of Sound and Vibration* 345 (2015) 121145.

70. Li, L., Thompson, D. J., Xie, Y., Zhu, Q., Luo, Y., Lei, Z., Influence of rail fastener stiffness on railway vehicle interior noise, *Applied Acoustics* 145 (2019) 69-81.
71. Luo, Y., Liu, Y., Yin, H. P., Numerical investigation of nonlinear properties of a rubber absorber in rail fastening systems, *International Journal of Mechanical Sciences* 69 (2013) 107-113.
72. Maes, J., Sol, H., Guillaume, P., Measurements of the dynamic railpad properties, *Journal of Sound and Vibration* 293 (2006) 557-565.
73. Maglio, M., Pieringer A., Nielsen, J. C. O., Vernersson, T., Wheel–rail impact loads and axle bending stress simulated for generic distributions and shapes of discrete wheel tread damage, *Journal of Sound and Vibration* 502 (2021) 116085.
74. Martínez-Casas, J., Giner-Navarro, J., Baeza, L., Denia, F.D., Improved railway wheelset–track interaction model in the high-frequency domain, *Journal of Computational and Applied Mathematics* 309 (2017) 642–653.
75. Mazilu, T., Green’s functions for analysis of dynamic response of wheel/rail to vertical excitation, *Journal of Sound and Vibration* 306 (2007) 31-58.
76. Mazilu, T., *Vibrații roată-șină*, Matrixrom, București, 2008.
77. Mazilu, T., *Vibrații*, Matrixrom, București, 2012.
78. Mazilu, T. The dynamics of an infinite uniform Euler-Bernoulli beam on bilinear viscoelastic foundation under moving loads, *Procedia Engineering* 199 (2017) 2561-2556 – X International Conference on Structural Dynamics, EURODYN 2017.
79. Mazilu, T., Interaction between moving tandem wheels and an infinite rail with periodic supports - Green's matrices of the track method in stationary reference frame, *Journal of Sound and Vibration* 401 (2017) 233-254.
80. Mazilu, T., Dumitriu, M., Tudorache, C., Sebeșan, M., Using the Green’s functions method to study wheelset/ballasted track vertical interaction, *Mathematical and Computer Modelling* 54 (2011) 261-279.
81. Mazilu, T., Cruceanu, I.C., *Tehnici de măsurare a zgomotului la vehiculele feroviare*, Simpozionul Material Rulant de Cale Ferată-ediția a XIV-a, București, 2016, Editura Matrix Rom, ISSN 1843-9888, pag. 116 - 125.
82. Mazilu, T., Cruceanu, I.C., Dynamics of a beam on elastic foundation – impact of the bilinear characteristic of the foundation upon the propagation of the bending wave, *MATEC Web of Conferences - 22st Innovative Manufacturing Engineering & Energy International Conference – IManE&E 2018*, Chisinau, Republic of Moldova, May 31 - June 2, 2018, Vol. 178, 2018, Article number 06008.
83. Mazilu, T., Cruceanu, I.C., Numerical study of the interaction between a moving oscillator and an infinite beam on elastic foundation with bilinear characteristic, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, The 8th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering - ACME 2018, 13 – 16 iunie 2018, Vol. 444, 2018, Article number 042004.
84. Mazilu, T., Dumitriu, M., Tudorache, C., Instability of an oscillator moving along a Timoshenko beam on viscoelastic foundation, *Nonlinear Dynamics* 67 (2012) 1273-1293.
85. Mortensen, J., Faurholt, J. F., Hovad, E., Walther, J. H., Discrete element modelling of track ballast capturing the true shape of ballast stones, *Powder Technology* 386 (2021) 144-153.

86. Morys, B. Enlargement of out of round wheel profiles on high speed trains, *Journal of Sound and Vibration* 227 (1999) 965-978.
87. Nguyen, T. P., Pham, D. T., Hoang, P. H., A New Foundation Model for Dynamic Analysis of Beams on Nonlinear Foundation Subjected to a Moving Mass, *Procedia Engineering* 142 (2016) 166-173.
88. Ngamkhanong, C., Kaewunruen, S., Effects of under sleeper pads on dynamic responses of railway prestressed concrete sleepers subjected to high intensity impact loads, *Engineering Structures* 214 (2020) 110604.
89. Nielsen, J.C.O., High-frequency vertical wheel–rail contact forces—Validation of a prediction model by field testing, *Wear* 265 (2008) 1465–1471.
90. Oregui, M., Li, Z., Dollevoet, R., An investigation into the modeling of railway fastening, *International Journal of Mechanical Sciences* 92 (2015) 1-11.
91. Oregui, M., Li, Z., Dollevoet, R., Identification of characteristic frequencies of damaged railway tracks using field hammer test measurements, *Mechanical Systems and Signal Processing* 54-55 (2015) 224-242.
92. Oregui, M., Li, Z., Dollevoet, R., An investigation into the vertical dynamics of tracks with mono block sleepers with a 3D finite-element model, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 230 (2015) 891-908.
93. Oregui, M., de Man, A., Woldekidan, M.F., Li, Z., Dollevoet, R., Obtaining railpad properties via dynamic mechanical analysis, *Journal of Sound and Vibration* 363 (2016) 460-472.
94. Ouyang, H., Moving-load dynamic problems: A tutorial (with a brief overview), *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011) 2039-2060.
95. Pfaffinger, M., Higher Vibration Modes in Railway Tracks at their Cutoff, Swiss Federal Institute of Technology, Zurich 2000.
96. Pieringer, A., Kropp, W., Nielsen, J. C. O., The influence of contact modelling on simulated wheel/rail interaction due to wheel flats, *Wear* 314 (2014) 273-281.
97. Ping Wang, Qiang Yi, Caiyou Zhao, Mengting Xing, Jian Tang, Wave propagation in periodic track structures: band-gap behaviours and formation mechanisms, *Archive of Applied Mechanics* 87 (2017) 503–519.
98. Radeş, M., Finite Element Analysis, Ed. Printech, Bucureşti, 2006.
99. Read, D., Chrismer, S., Ebersohn, W., Selig, E., Track Modulus Measurements at the Pueblo Soft Subgrade Site, *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board* 1470 (1994) 55-64.
100. Remennikov, A., Kaewunrue, S., Determination of dynamic properties of rail pads using an instrumented hammer impact technique, *Acoustics Australia* 33 (2005) 63-67.
101. Remennikov, A., Kaewunruen, S., Laboratory measurements of dynamic properties of rail pads under incremental preload, 19th Australasian Conference on the Mechanics of Structures and Materials, Nov 29 - Dec 1, 2007, Christchurch, New Zealand, 319-324, Taylor & Francis.
102. Ryue, J., Thompson, D.J., White, P.R., Thompson, D. R., Investigations of propagating wave types in railway tracks at high frequencies, *Journal of Sound and Vibration* 315 (2008) 157-175.
103. Ryue, J., Thompson, D.J., White, P.R., Thompson, D. R., Decay rates of propagating waves in railway tracks at high frequencies, *Journal of Sound and Vibration* 320 (2009) 955-976.

104. Sainz-Aja, J., Carrascal, I, Ferreno, Pombo, J., Casado, J., Diego, S. Influence of the operational conditions on static and dynamic stiffness of rail pads, *Mechanics of Materials* 148 (2020) 103505.
105. Sato, Y., Morimura, T., Watanabe, S., Theoretical Analyses and Experimental Results on Track Moduli with Use of Wheelset Drop Test, *Vehicle System Dynamics Supplement* 24 (1995) 164-179.
106. Sayeed, M. A., Shahin, M. A., Three-dimensional numerical modelling of ballasted railway track foundations for high-speed trains with special reference to critical speed, *Transportation Geotechnics* 6 (2016) 55-65.
107. Sebeșan, I., Mazilu, T., *Vibrațiile vehiculelor feroviare*, Matrixrom, 2010, București.
108. Selig, E., Li, D., Track Modulus: Its Meaning and Factors Influencing It, *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board* 1470 (1994) 47-54.
109. Shen, C., Deng, X., Wei, Z., Dollevoet, R., Zoetemand, A., Li, Z., Comparisons between beam and continuum models for modelling wheel-rail impact at a singular rail surface defect, *International Journal of Mechanical Sciences* 198 (2021) 106400.
110. Sheng, X., Jones, C.J.C., Thompson, D.J., Responses of infinite periodic structures to moving or stationary harmonic loads, *Journal of Sound and Vibration* 282 (2005) 125-149.
111. Sheng X., Thompson, D.J., Jones, C.J.C., Xie, G., Iwnicki, S.D., Allen, P., Hsu, S.S., Simulations of roughness initiation and growth on railway rails, *Journal of Sound and Vibration* 293 (2006) 819-829.
112. Shi, G., Wang, K., Huang, Q., Zhang, X., Influences of Stiffness of Rail Pads on System Dynamic Performances of Heavy Haul Railway, în *Intelligent Computing, Networked Control, and Their Engineering Applications Volume 762* ed. Dong, Y., Chen, P., Dajun, D., Zhang, Tengfei, Z., Min, Z., Han, Qinglong, H., (2017) 618–628 Springer Nature Singapore Pte Ltd. 2017.
113. Shi, X., Liu, Y., Liu, Z., Hoh, H. J., Tsang, K. S., Pang, J. H. L., An integrated fatigue assessment approach of rail welds using dynamic 3D FE simulation and strain monitoring technique, *Engineering Failure Analysis* 120 (2021) 105080.
114. Sol-Sanchez, M., Moreno-Navarro, F., Rubio-Gamez, C., The use of deconstructed tire rail pads in railroad tracks: Impact of pad thickness, *Materials and Design*, 58 (2014) 198-203.
115. Sol-Sanchez, M., Moreno-Navarro, F., Rubio-Gamez, C., Viability analysis of deconstructed tires as material for rail pads in high-speed railways, *Materials and Design*, 64 (2014) 407-414.
116. Sol-Sanchez, M., Moreno-Navarro, F., Rubio-Gamez, C., The use of elastic elements in railway tracks: A state of the art review, *Construction and Building Materials* 75 (2015) 293-305.
117. Sorohan, Ș., Constantinescu, I. N., *Practica modelării și analizei cu elemente finite*, Ed. Printech, București, 2003.
118. Squicciarini, G., Toward, M.G.R., Thompson, D.J., Experimental procedures for testing the performance of rail dampers, *Journal of Sound and Vibration* 359 (2015) 21-39.
119. Stoicescu, G., *Suprastructura căii ferate*, Conspress, București, 2009.
120. Szolc, T., Simulation of Bending-Torsional-Lateral Vibrations of the Railway WheelsetTrack System in the Medium Frequency Range, *Vehicle System Dynamics* 30 (1998) 473508.
121. Szolc, T., Simulation of Dynamic Interaction between the Railway Bogie and the Track in the Medium Frequency Range, *Multibody System Dynamics* 6 (2001) 99-122.

122. Thompson, D.J. Wheel/rail noise generation, Part II: wheel vibration, *Journal of Sound and Vibration* vol. 161, 1993, 401-419.
123. Thompson, D. J., A continuous damped vibration absorber to reduce broad-band wave propagation in beams, , *Journal of Sound and Vibration* 311 (2008) 824-842.
124. Thompson, D., *Noise and Vibration Mechanisms Modelling and Means of Control*, Ed. Elsevier, 2009, Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, UK.
125. Thompson, D. J., Gautier, P-E, Review of research into wheel/rail rolling noise reduction, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F_ Journal of Rail and Rapid Transit* 220 (2006) 385-408.
126. Thompson, D. J., Jones, C. J. C., Wu, T. X., de France, G. The influence of the non-linear stiffness behaviour of rail pads on the track component of rolling noise, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 213 (1999) 233-241.
127. Thompson, D. J., van Vliet, W. J., Verheij, J. W., Developments of the indirect method for measuring the high frequency dynamic stiffness of resilient elements, *Journal of Sound and Vibration* 213 (1998) 169–188.
128. Thompson, D., Vincent, N., *Track Dynamic Behaviour at High Frequencies. Part 1: Theoretical Models and Laboratory Measurements*, *Vehicle System Dynamics Supplement* 24 (1995) 86-99.
129. Tran, M. T., Ang, K. K., Luong, V. H., Vertical dynamic response of non-uniform motion of high-speed rails, *Journal of Sound and Vibration* 333 (2014) 5427-5442.
130. Verheijen, E., A survey on roughness measurements, *Journal of Sound and Vibration* 293 (2006) 784-794.
131. Vincent, N., Thompson, D. J., *Track Dynamic Behaviour at High Frequencies. Part 2: Experimental Results and Comparisons with Theory*, *Vehicle System Dynamics* 24 (1995) 100-114.
132. Wang, P., Wang, L., Chen, R., Jinhui Xu, J., Xu, J. Gao, M., Overview and outlook on railway track stiffness measurement, *Journal of Modern Transportation* 24 (2016) 89-102.
133. Wei, K., Yang, Q., Dou, Y., Wang, F., Wang, P., Experimental investigation into temperature- and frequency-dependent dynamic properties of high-speed rail pads, *Construction and Building Materials* 151 (2017) 848-858.
134. With, C., Bordare, A., Evaluation of track stiffness with a vibrator for prediction of train-induced displacement on railway embankments, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering* 29 (2009) 1187-1197.
135. Wu, T. X., On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction, *Journal of Sound and Vibration* 309 (2008) 739-755.
136. Wu, T. X., Thompson, D.J., The effects of local preload on the foundation stiffness and vertical vibration of railway track, *Journal of Sound and Vibration* (1999) 219(5), 881–904.
137. Wu, T. X., Thompson, D.J., A Double Timoshenko Beam Model for Vertical Vibration Analysis of Railway Track at High Frequencies, *Journal of Sound and Vibration* 224 (1999) 329-348.
138. Wu, T. X., Thompson, D. J., Theoretical Investigation of Wheel/Rail Non-Linear Interaction due to Roughness Excitation, *Vehicle System Dynamics* 34 (2000) 261-282.

139. Wu, T. X., Thompson, D. J., Vibration analysis of railway track with multiple wheels on the rail, *Journal of Sound and Vibration* 239 (2001) 69-97.
140. Wu, T. X., Thompson, D.J., Behaviour of the Normal Contact Force Under Multiple Wheel/Rail Interaction, *Vehicle System Dynamics* 37 (2002) 1157-174.
141. Wu, T. X., Thompson, D. J., Wheel/Rail Non-linear Interactions With Coupling Between Vertical and Lateral Directions, *Vehicle System Dynamics* 41 (2004) 27-49.
142. Wu, T. X., Thompson, D. J., On the parametric excitation of the wheel/track system, *Journal of Sound and Vibration* 278 (2004) 725-747.
143. Wu, X., Rakhej, S., Cai, W., Chi, M., Ahmed, A.K.W., Qu, S., A study of formation of high order wheel polygonalization, *Wear* 424-425 (2019) 1-14.
144. Xu, J., Wang, K., Liang, X., Gao, Y., Liu, Z., Chen, R., Wang, P., Xu, F., Wei, K., Influence of visco-elastic mechanical properties of rail pads on wheel and corrugated rail rolling contact at high speeds, *Tribology International*, 151 (2020) 106523.
145. Xu, L., Gao, J., Zhai, W., On effects of rail fastener failure on vehicle/track interactions, *Structural Engineering and Mechanics*, 63 (2017) 659-667.
146. Yang, S. C., Kim, E., Effect on vehicle and track interaction of installation faults in the concrete bearing surface of a direct-fixation track, *Journal of Sound and Vibration* 331 (2012) 192-212.
147. Zhai, W., Wang, K., Cai, C., Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics, *Vehicle System Dynamics*, 47(11), 2009, 1349–1376.
148. Zhang, X., Thompson, D.J., Squicciarini, G., Sound radiation from railway sleepers, *Journal of Sound and Vibration* 369 (2016) 178-194.
149. Zhang, X., Thompson, D. J., Li, Q., Kostovasilis, D., Toward, M., Squicciarini, G., Ryue, J. A model of a discretely supported railway track based on a 2.5D finite element approach *Journal of Sound and Vibration* 438 (2019) 153-174.
150. Zhang, P., Li, S., Núñez, A., Zili Li, Z., Multimodal dispersive waves in a free rail: Numerical modeling and experimental investigation, *Mechanical Systems and Signal Processing* 150 (2021) 107305.
151. Zhang, P., Li, S., Núñez, A., Li, Z., Vibration modes and wave propagation of the rail under fastening constraint, *Mechanical Systems and Signal Processing* 160 (2021) 107933.
152. Zhang, S., Cheng, G., Sheng, X., Thompson, D.J., Dynamic wheel-rail interaction at high speed based on time-domain moving Green's functions, *Journal of Sound and Vibration* 488 (2020) 115632.
153. Zhong, S., Xiong, J., Xiao, X., Wen, Z., Jin, X., Effect of the First Two Wheelset Bending Modes on Wheel–Rail Contact Behavior, *Journal of Zhejiang University-Science A (Applied Physics & Engineering)* 15(12), 2014, 984-1001.
154. Zhong, T., Chen, G., Sheng, X., Zhan, X., Zhou, L., Kai, J., Vibration and sound radiation of a rotating train wheel subject to a vertical harmonic wheel–rail force, *Journal of Modern Transportation* 26 (2018) 81-95.
155. Zhu S. Y., Cai C. B., Luo, Z., Liao Z. Q., A frequency and amplitude dependent model of rail pads for the dynamic analysis of train-track interaction *Science China Technological Sciences* 58 (2015) 191-201.

156. Zhu, S., Cai, C., Spanos, P., A nonlinear and fractional derivative viscoelastic model for rail pads in the dynamic analysis of coupled vehicle–slab track systems, *Journal of Sound and Vibration* 335 (2015) 304-320.
157. *** Brüel & Kjær, Vibration test systems, www.bksv.com/vts.
158. *** C 116, Interaction between vehicles and track, RP 1, Power spectral density of track irregularities, Part 1: Definitions, conventions and available data, Utrecht, 1971.
159. *** EN ISO 3381: 2011, Railway applications – Acoustics – Measurement of Noise Inside Railbound Vehicles.
160. *** Instrucția 314 privind Norme și toleranțe pentru construcția și întreținerea căii, Ministerul Transporturilor și Telecomunicațiilor, 1989.
161. *** Instrucția 341 pentru Alcătuirea, întreținerea și supravegherea căii fără joante, Societatea Națională a Căilor Ferate Române, 1997.
162. *** NI Compact DAQ – 9174, User manual, National Instruments, July 2011.
163. *** NL-602U ublox6 USB receiver, Operation manual.
164. *** Prospect: Vossloh Fastening Systems.
165. *** Specificație tehnică plăcuță de șină din cauciuc pentru sistemul de prindere tip K, ST 02/2011, S.C. PROMIN PROD S.R.L.
166. *** SR EN 15663/2009 Aplicații feroviare – Definierea maselor de referință ale vehiculelor.
167. EN 13146-9 Railway applications - Track - Test methods for fastening systems - Part 9: Determination of stiffness
168. EN 13481-2 Railway applications - Track - Performance requirements for fastening systems - Part 2: Fastening systems for concrete sleepers.
169. EN 15610:2009, Railway Applications: Noise emission—Rail Roughness Measurement Related to Rolling Noise Generation, European Committee for Standardization, Brussels, Belgium, 2009.
170. ISO 10846-1 1997 Acoustics and vibration—Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements—Part 1: principles and guidelines.
171. ISO 10846-2 1997 Acoustics and vibration—Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements—Part 2: dynamic stiffness of elastic supports for translatory motion—direct method.
172. ISO/DIS 10846-3 1997 Acoustics and vibration—Laboratory measurement of vibroacoustic transfer properties of resilient elements—Part 3: dynamic stiffness of elastic supports for translatory motion—indirect method.

Lucrări publicate

În această secțiune sunt prezentate titlurile lucrărilor științifice publicate în domeniul tezei de doctorat în perioada de pregătire doctorală.

I. CĂRȚI PUBLICATE

1. Cătălin Cruceanu, Camil Crăciun, Ioan Cristian Cruceanu, *Effects of braking characteristics on the longitudinal dynamics of short passenger trains*, Book Chapter in Rail Transport Systems Approach, Edited by: Sladkowski, A, Book Series: Studies in Systems Decision and Control, Volume 87, 2017, pp. 3-33, Publisher Springer International Publishing Ag, Gewerbestrasse 11, Cham, Ch-6330, Switzerland, ISBN 978-3-319-51502-1, 978-3-31951501-4, ISSN 2198-4182.

<https://www.springerprofessional.de/en/effects-of-braking-characteristics-on-the-longitudinal-dynamics-/12130528>

Accession number WOS: 000417897300002

II. ARTICOLE / STUDII IN EXTENSO PUBLICATE

Reviste de specialitate de circulație internațională, indexate în Baze de Date Internationale

1. Mădălina Dumitriu, **Ioan Cristian Cruceanu**, *Experimental analysis of vertical vibration of railway bogie*, în curs de publicare în Communications - Scientific Letters of the University of Žilina, Issue 4/2021 (october 2021), ISSN 1335-4205. Revistă indexată BDI: SCOPUS, Ebsco Host. <http://komunikacie.uniza.sk/index.php/communications/about>
Journal metrics SCOPUS: Cite Score: 2.1/2020; SCImago Journal Rank (SJR): 0.288/2020; Source Normalized Impact per Paper (SNIP): 0.772/2020
2. Mădălina Dumitriu, **Ioan Cristian Cruceanu**, Dorina Fologea, *Experimental study of the bogie vertical vibration - correlation between bogie frame accelerations and wheelsets accelerations*, UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, Vol. 83, Issue 2, 2021, pp. 83-94, ISSN 1454-2358. https://www.scientificbulletin.upb.ro/SeriaD_-_Inginerie_Mecanica.php?page=revistaonline&a=1&cat=D
Revistă indexată BDI: Ulrich's International Periodicals Directory, Scopus, Inspec, Metadex, Elsevier Sciences Bibliographic Databases, Engineering Village, Cambridge Scientific Abstracts, Compendex.
Journal metrics SCOPUS: Cite Score: 0.6/2020; SCImago Journal Rank (SJR): 0.149/2020; Source Normalized Impact per Paper (SNIP): 0.316/2020
Articol indexat SCOPUS
3. Mădălina Dumitriu, **Ioan Cristian Cruceanu**, *Effect of vertical track irregularities on the vibration of railway bogie*, UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, Vol. 81, Issue 1, 2019, pp. 67-78, ISSN 1454-2358. https://www.scientificbulletin.upb.ro/SeriaD_-_Inginerie_Mecanica.php?page=revistaonline&a=2&arh_an=2019&arh_ser=D&arh_nr=1
Revistă indexată BDI: Ulrich's International Periodicals Directory, Scopus, Inspec, Metadex, Elsevier Sciences Bibliographic Databases, Engineering Village, Cambridge Scientific Abstracts, Compendex.
Journal metrics SCOPUS: Cite Score: 0.6/2020; SCImago Journal Rank (SJR): 0.149/2020; Source Normalized Impact per Paper (SNIP): 0.316/2020 Articol indexat SCOPUS

Articol în care se citează:

Wang Q., Liang S., *Dynamic analysis of tool changing system in power tool tower*, UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, Vol. 82, Issue 4, 2020, pp. 145-156
Articol indexat: SCOPUS

4. Mădălina Dumitriu, **Ioan Cristian Cruceanu**, *On the rolling noise reduction by using the rail damper*, Journal of Engineering Science and Technology Review, Vol. 10, Issue 6, 2017, pp. 87-95, ISSN 1791-2377. DOI: 10.25103/jestr.106.12
http://www.jestr.org/index.php?option=com_content&view=article&id=55&Itemid=102
Revistă indexată BDI: SCOPUS, DOAJ, CERN, Google Scholar, EBSCO, ACS.
Journal metrics SCOPUS: Cite Score: 1.2/2020; SCImago Journal Rank (SJR): 0.190/2020;
Source Normalized Impact per Paper (SNIP): 0.491/2020
Articol indexat: SCOPUS, EBSCO

Articole în care se citează:

1. T. Mazilu, D. Fologea, *Influence of the rail dampers on the frequency-domain response of the rail*, MATEC Web of Conferences - 22nd International Conference on Innovative Manufacturing Engineering and Energy - IManE&E 2018, Vol. 178, 2018, Article number 06021.
DOI: [10.1051/matecconf/201817806021](https://doi.org/10.1051/matecconf/201817806021)
Articol indexat: SCOPUS
2. T. Mazilu, D. Fologea, *Experimental study on the performance of a rail damper*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, ModTech International Conference - Modern Technologies in Industrial Engineering, Vol. 400, 2018, Article number 062018.
DOI: 10.1088/1757-899X/400/6/062018
Articol indexat: Web of Science, SCOPUS
Accession number WOS: 000461147400160
3. T. Mazilu, D. Fologea, *Rail damper functionality-modelling and experimental determinations*, Materials Science Forum, Vol. 957, 2019, pp. 23-32. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.957.23 Articol indexat: SCOPUS
4. T. Mazilu, I.R. Răcănel, G. Stoicescu, *Testing the functionality and performance of a rail damper*, Romanian Journal of Transport Infrastructure, Vol. 7, Issue 2, 2019, pp. 31-39.
DOI: 10.2478/rjti-2018-0010

Articol indexat: Web of Science

Accession number WOS: 000460339200003

5. Haiping Liu, Dongmei Zhu, *Controlling the vibration and noise of a ballasted track using a dynamic vibration absorber with negative stiffness*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F Journal of Rail and Rapid Transit (FI 2,359/2020), 2019, Article Number UNSP 0954409719888084.

DOI: 10.1177/0954409719888084

Articol indexat: Web of Science, SCOPUS

Accession number WOS: 000499757000001

6. Sung D., Chang, S., Kim S., *Effect of additional anti-vibration sleeper track considering sleeper spacing and track support stiffness on reducing low-frequency vibrations*, Construction and Building Materials (FI 6.141/2020), Vol. 263, 2020, Article number 120140.

DOI: 10.1016/j.conbuildmat.2020.120140

Articol indexat: Web of Science, SCOPUS

Accession number WOS: 000582567100047

7. Kolesnikov V.I., Shapovalov V.V., Ozyabkin A.L., Shestakov M.M., Kornienko R.A., Pertseva T.D., Petrik A.M., *Selective suppression of amplitudes of frictional oscillations*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Vol. 900, Issue 1, 2020, Article number 012005.

DOI: 10.1088/1757-899X/900/1/012005

Articol indexat: SCOPUS

Volumele unor manifestări științifice internaționale, organizate în țară și străinătate, indexate în Baze de Date Internationale

1. Mădălina Dumitriu, Dorina Fologea, **Ioan Cristian Cruceanu**, *Effects analysis of vertical track irregularities on bogie vibration - method based on bogie modelling and wheelsets accelerations measurement*, 11th International Conference on Advanced Manufacturing

Technologies (ICAMaT 2020), 29 - 30 octombrie 2020, București, România, publicat în IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Vol. 1018, 2021, Article number 012001, 9 pagini.

DOI: 10.1088/1757-899X/1018/1/012001

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/1018/1/012001>

Articol indexat: SCOPUS

Articol în care se citează:

Abid H.J., Hammood H., Swadi S.M., *Comparison between active suspension and regenerative suspension for full vehicle model*, Journal of Mechanical Engineering Research and Developments, Vol. 44, Issue 5, 2021, pp. 228 – 239.

Articol indexat: SCOPUS

2. **Ioan Cristian Cruceanu**, Ștefan Sorohan, *Determination of the harmonic response of a railway wheelset using the finite element analysis method*, The 13th International Conference Interdisciplinarity in Engineering, 3 – 4 octombrie 2019, Tîrgu Mureș, România, publicat în Procedia Manufacturing, Vol. 46, 2020, pp. 173-179. DOI: 10.1016/j.promfg.2020.03.026

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2351978920308970>

Articol indexat: Web of Science, SCOPUS

Categoria Web of Science: Engineering, Multidisciplinary; Engineering, Manufacturing
Accession number WOS: 000582466200025

Articole în care se citează:

1. Daniyan I., Mpofo K., Muvunzi R., Fameso F., Ramatsetse B., *Model design and finite element analysis of a traction link of a railcar*, Procedia CIRP, Vol. 100, 2021, pp. 37 – 42.

DOI: 10.1016/j.procir.2021.05.006

Articol indexat: SCOPUS

2. Liu Pengfei, Liu Hongjun, Wu Qing, *Estimation of wheelset natural vibration characteristics based on transfer matrix method with various elastic beam models*, Shock and Vibration (FI 1.543/2020), 2021, Article number 9973421.

DOI: 10.1155/2021/9973421

Articol indexat: Web of Science, SCOPUS

Accession number WOS: 000672270500005

3. Mădălina Dumitriu, Marius Alin Gheți, **Ioan Cristian Cruceanu**, *Experimental analysis of the vertical vibration of the railway bogie during braking*, The 13th International

Conference Interdisciplinarity in Engineering, 3 – 4 octombrie 2019, Tîrgu Mureș, România, publicat în Procedia Manufacturing, Vol. 46, 2020, pp. 49-54. DOI: 10.1016/j.promfg.2020.03.009

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2351978920308805>

Articol indexat: Web of Science, SCOPUS

Categoria Web of Science: Engineering, Multidisciplinary; Engineering, Manufacturing
Accession number WOS: 000582466200008

Articol în care se citează:

Szewerda K., Tokarczyk J., Wieczorek A., *Impact of increased travel speed of a transportation set on the dynamic parameters of a mine suspended monorail*, Energies (FI

3,004/2020), Vol. 14, Issue 62, 2021, Article number 1528 DOI: 10.3390/en14061528

Articol indexat: Web of Science, SCOPUS

Accession number WOS: 000634407900001

4. Traian Mazilu, **Ioan Cristian Cruceanu**, *Numerical study of the interaction between a moving oscillator and an infinite beam on elastic foundation with bilinear characteristic*, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, The 8th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering - ACME 2018, 13 – 16 iunie 2018, Vol. 444, 2018, Article number 042004. DOI: 10.1088/1757-899X/444/4/042004

<http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/444/4/042004>

Articol indexat: Web of Science, SCOPUS Categoria Web of Science: Engineering Mechanical

Accession number WOS: 000467443600040

5. Traian Mazilu, **Ioan Cristian Cruceanu**, *Dynamics of a beam on elastic foundation – impact of the bilinear characteristic of the foundation upon the propagation of the bending wave*, MATEC Web of Conferences - 22st Innovative Manufacturing Engineering & Energy International Conference – IManE&E 2018, Chisinau, Republic of Moldova, May 31 - June 2, 2018, Vol. 178, 2018, Article number 06008. DOI: 10.1051/mateconf/201817806008

<https://www.matec->

[conferences.org/articles/mateconf/abs/2018/37/mateconf_imanee2018_06008/mateconf_imanee2018_06008.html](https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/abs/2018/37/mateconf_imanee2018_06008/mateconf_imanee2018_06008.html)

Articol indexat Web of Science, SCOPUS

Categoria Web of Science: Engineering, Industrial; Materials Science, Multidisciplinary

Accession number WOS: 000570197900085

Articol în care se citează:

Szewerda K., Tokarczyk J., Wieczorek A., *Propagation of periodic waves in beams on a bilinear foundation*, International Journal of Mechanical Sciences (FI 5.329/2020), 2021, Article number 106656.

DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2021.106656

Articol indexat: SCOPUS

6. Cătălin Cruceanu, Camil Crăciun, **Ioan Cristian Cruceanu**, *Effects of mechanical wheel slide protection devices action on railway vehicles braking process*, 19th International Conference on Innovative Manufacturing Engineering (IManE 2015), Iași, Romania, 21-22 May, 2015, publicat în Applied Mechanics and Materials, Vols. 809-810, Volume Innovative Manufacturing Engineering, 2015, pp. 1085-1090, Trans Tech Publications, Switzerland, ISSN

1662-7482, ISBN 978-3-03835-275-4. DOI:10.4028/www.scientific.net/AMM.809-810.1085
<https://www.scientific.net/AMM.809-810.1085>

Articol indexat Crossref, EBSCO, Google Scholar

Volumele unor manifestări științifice naționale

1. Mădălina Dumitriu, **Ioan Cristian Cruceanu**, *Analiza vibrațiilor verticale ale boghiului Minden-Deutz pe baza datelor experimentale*, Simpozionul Național de Material Rulant de Cale Ferată - ediția a XVII-a – București 2019, Editura MatrixRom, ISSN 1843-9888, pag. 98-107.
2. Mădălina Dumitriu, **Ioan Cristian Cruceanu**, *Metode și tehnici de atenuare a zgomotului emis de șină*, Simpozionul Național de Material Rulant de Cale Ferată - ediția a XV-a – București 2017, Editura MatrixRom, pag. 161-185, ISSN 1843-9888.
3. Camil Crăciun, **Ioan Cristian Cruceanu**, Bogdan Voiculescu, *Vehicule feroviare neconvenționale monrail din Wuppertal*, Simpozionul Național de Material Rulant de Cale Ferată - ediția a XV-a, București 2017, Editura MatrixRom, pag. 119-128, ISSN 1843-9888.
4. Traian Mazilu, **Ioan Cristian Cruceanu**, *Tehnici de măsurare a zgomotului la vehiculele feroviare*, Simpozionul Material Rulant de Cale Ferată-ediția a XIV-a, București, 2016, Editura Matrix Rom, ISSN 1843-9888, pag. 116 - 125.