

UNIVERSITATEA TEHNICĂ DE CONSTRUCȚII BUCUREȘTI

Facultatea de Căi Ferate, Drumuri și Poduri

RAPORT DE CERCETARE NR. 1
„Dispozitive de atenuare a vibrațiilor
cablurilor la poduri cu hobane”

Conducător: Prof. Univ. Dr. Ing. Nicolae POPA

Doctorand: Ing. Vlad Daniel URDĂREANU

Iulie 2016

CUPRINS

I. INTRODUCERE	3
I.1. Descriere a contextului pe plan internațional.....	3
I.2. Fenomene care induc oscilații în cabluri.....	4
I.3. Criterii de stabilire a vulnerabilității cablurilor la vibrații	9
II. SOLUȚII CONSTRUCTIVE ȘI SISTEME UTILIZATE PENTRU ATENUAREA OSCILAȚIILOR CABLURILOR.....	11
II.1. Mase discrete	11
II.2. Mase acordate cu vâscozitate.....	12
II.3. Tirați transversali	13
II.4. Amortizori externi	13
II.5. Amortizori elastici	14
II.6. Amortizori vâscoși.....	15
II.7. Amortizori magneto-reologici	16
III. STUDIU DE CAZ: RĂSPUNSUL DINAMIC AL UNUI CABLU CU SISTEME EXTERNE DE ATENUARE A VIBRAȚIILOR	21
III.1. Obiective urmărite	21
III.2. Modelul de calcul	21
III.3. Validarea modelului de calcul.....	22
III.4. Cablu liber	25
III.5. Mase acordate	26
III.6. Tirați transversali.....	28
III.7. Amortizori vâscoși	29
III.8. Amortizori elastomerici.....	33
IV. CONCLUZII	37

I. INTRODUCERE

I.1. Descriere a contextului pe plan internațional

Creșterea accentuată a calității materialelor și dezvoltarea tehnologiilor moderne de construcții din ultimul secol a făcut posibilă realizarea unor structuri de poduri cu deschideri din ce în ce mai mari și cu înălțimi ale tablierelor tot mai mici. Acest tip de structuri sunt în general foarte flexibile și zvelte, făcându-le sensibile la acțiuni dinamice date de mediul înconjurător, cum ar fi cutremurele, vântul sau chiar și acțiuni din sarcini utile.

În acest context, cablurile au început să fie folosite din ce în ce mai des ca elemente structurale, cu aplicații multiple în domeniul ingineriei civile, cum ar fi podurile suspendate, podurile hobanete, turnuri de antene, etc.

Podurile hobanate au început să fie adoptate din ce în ce mai des după anul 1950, datorită construcției mai facilă, a esteticii, dar și pe criterii economice. Principiul acestui tip de structuri constă în traversarea deschiderilor mari cu tabliere foarte zvelte prin preluarea eforturilor local, în multiple puncte, folosind cabluri, și transmiterea acestora la piloni. Tensiunea în cabluri poate fi controlată relativ ușor, putând astfel induce o stare de eforturi optimă în suprastructuri.

Practica modernă de proiectare la nivel internațional preferă adoptarea unui număr mai mare de cabluri cu secțiuni mai mici și puncte de ancorare mai dese în tablier, care permit inspecții sau lucrări de întreținere mai ușoare și chiar înlocuirea acestora sub trafic.

De regulă acest tip de soluție cuprinde 3 deschideri și 2 piloni, dar există multiple exemple de poduri hobanate cu un singur pilon (în special la pasarele pietonale – Pod peste lacul Moghioroș) sau cu piloni multipli (viaductul Millau).

La momentul elaborării acestei documentații, cele mai mari deschideri traversate prin poduri hobanate sunt după cum urmează:

Podul Russky	Podul Sutong	Podul Stonecutters
		
Deschidere principală: 1104m Lungime totală: 1885.53m Lățime totală: 29.50m An finalizare: 2012	Deschidere principală: 1088m Lungime totală: 1690.00m Lățime totală: 41.00m An finalizare: 2008	Deschidere principală: 1018m Lungime totală: 1596.00m Lățime totală: 51.00m An finalizare: 2009

Figura 1 – Cele mai mari poduri hobanate la nivel internațional

Aceste soluții de poduri au putut fi adoptate în principal prin folosirea eficientă a diverselor sisteme de hobane, care sunt elemente structurale de înaltă rezistență păstrând în același timp și aspect estetic plăcut. Totuși trebuie ținut seama de faptul că aceste cabluri sunt foarte de flexibile și au o amortizare internă extrem de scăzută (între 0.25% - 1%). Astfel, ele sunt susceptibile la excitare dinamică și dezvoltă vibrații cu amplitudini mari. Acest fenomen este mai pronunțat în cazul cablurilor mai lungi sau cu nivel de tensiune mai scăzut, iar cerințele la nivel internațional din ultimii ani pentru deschideri din ce în ce mai mari au impus adoptarea unor hobane de lungimi pe măsură. Aceasta a dus la înregistrări mai frecvente de fenomene de vibrații excesive în cabluri, care de multe ori au dus la degradări sau chiar la ruperea unor elemente structurale. Cele mai sensibile la aceste fenomene nu sunt cablurile de rezistență în sine, ci ancorajele sau sistemele de protecție ale acestora.

Pe lângă acțiunile din trafic, există o multitudine de fenomene ale naturii care pot induce oscilații în cabluri, printre care sunt amintite: combinația dintre vânt și ploaie, desprinderea vârtejurilor Von-Karman, galopare, galopare în siaj, depunerea gheții, etc.

În ceea ce privește exemplificarea unor situații clare în care oscilațiile cablurilor au dus la degradări structurale, nu s-au putut identifica întotdeauna factorii perturbatori ai instabilităților observate, întrucât cauzele se pot manifesta singular sau împreună în multiple combinații. Cu toate acestea, se amintesc următoarele:

- La podurile Ben-Ahin și Wandre din Belgia, amplitudini ale oscilațiilor de aproximativ 0.50m, respectiv 0.30m au fost înregistrate, acompaniate și de vibrații mai ușoare ale tablierului. Deși au fost inițial atribuite fenomenului de excitare datorat combinației vânt-ploaie, s-a constatat de asemenea că oscilațiile suprastructurii la rîndul lor, au sporit vibrațiile din cabluri. Exemple similare de interacțiune tablier-hobane care să ducă la amplitudini mai mari ale deplasărilor din vibrații s-au înregistrat și în cazul următoarelor: Podul Annacis din Canada, Podul Faro din Danemarca, Podul Helgeland din Norvegia, Podul Burlington din Statele Unite, Al doilea pod la Severn din Marea Britanie, etc.
- La Podul Maracaibo din Venezuela s-a constatat că peste 500 de fire erau deteriorate și necesitau schimbare la mai puțin de 2 ani după darea în exploatare, iar după încă un an fuseseră schimbate încă 3 hobane; cauza a fost o subdimensionare pe principii de oboseală
- La podul Guazu din Argentina o hobană s-a rupt datorită coroziunii și a oboselii; raportul tehnic de la acel timp a concluzionat că o parte din vină este a amplitudinilor mari din vibrații ale acesteia la anumite viteze și direcții ale vântului.
- La podul Jinan peste râul Galben din China, toate hobanele au fost schimbate la numai 13 ani după darea în exploatare
- Podul Guadiana din Portugalia este un exemplu mai recent de pod cu probleme datorită vibrațiilor cablurilor; s-au constatat vibrații puternice ale cablurilor în interacțiune cu oscilații ale tablierului;



Figura 2 – Vătămări ale hobanelor

1.2. Fenomene care induc oscilații în cabluri

În afară de viteza de bază și de instabilitatea aerodinamică, există multiple mecanisme care, în funcție de diverse viteze ale vântului, pot genera răspunsuri dinamice ale cablurilor podurilor hobanate. În acest capitol vor fi prezentate 4 fenomene ce introduc probleme de care ar trebui să se țină seama în proiectarea unor astfel de structuri:

- Desprinderea vârtejurilor
- Galoparea în siaj
- Instabilitate aerodinamică datorată depunerii zăpezii pe cabluri
- Combinația vânt-ploaie

Numărul Reynolds și desprinderea vârtejurilor

În dinamica fluidelor, acesta este un regim de curgere oscilant, care are loc atunci când un fluid (cum este aerul) trece pe lângă corpuri de formă cilindrică la anumite viteze. În spatele obiectului se formează vârtejuri care se detașează periodic de o parte și de alta a acestuia.

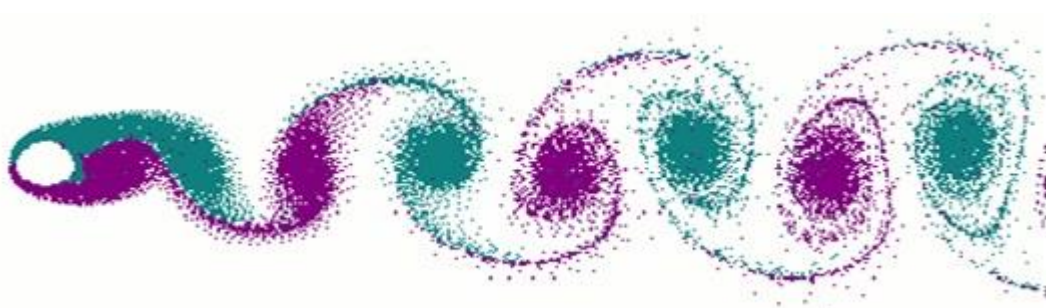


Figura 3 – Traseul particulelor de fluid la desprinderea vârtejurilor

Pe măsură ce fluidul se apropie de suprafața cilindrului, nivelul presiunii se ridică de la valoarea corespunzătoare curgerii libere, până la punctul de stagnare din vârful acestuia, corespunzător presiunilor celor mai mari. Forțele din presiune tind să împingă particulele de fluid de o parte și de alta a cilindrului, formând straturi limită. Forțele generate la suprafața corpului sunt contrate de forțele din vâscozitatea fluidului, acesta neputând curge până în spate. Straturile limită se desprind pe ambele părți, formând 2 straturi de forfecare. Particulele dinspre suprafața rigidă se mișcă mai încet decât cele dinspre exterior, rezultând rotații relative între acestea, ce pot duce la apariția de vârtejuri.

O dată cu vârtejurile apar și zone alternante de presiune joasă în avalul corpului, acesta având tendința de a se mișca spre punctele de presiune mai joasă.

Dacă cilindrul este flexibil, sau nu este bine fixat, și dacă frecvența de desprindere a vârtejurilor corespunde celei de rezonanță a structurii, acesta poate oscila harmonic cu amplitudini în continuă creștere, o dată cu introducerea de energie în sistem. Datorită lungimilor mari și a rigidității nesemnificative la încovoiere acestora, cablurile sunt elemente foarte sensibile la astfel de fenomene ce induc excitații în sens transversal lor.

Galoparea în siaj

Galoparea în siaj este fenomenul prin care oscilațiile unui cilindru aflat în aval sunt induse de curgerea turbulentă din siajul unui altuia situat în amonte. Considerând 2 cilindri aflați la câteva diametre distanță unul față de celălalt pe direcția curgerii ca în *Figura 4*, fluxul de circulație din siajul primului este rotațional în sens orar în partea de sus și antiorar în partea de jos. Din acest motiv, cilindrul din aval, dacă este lăsat liber, va descrie o traiectorie eliptică ca cea prezentată în figură.

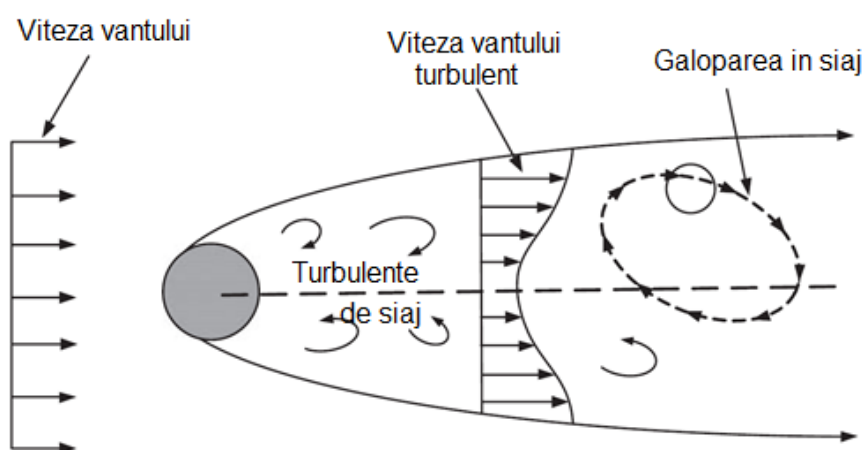


Figura 4 – Galoparea în siaj

Galoparea în siaj poate avea loc la cablurile podurilor hobanate sau la tiranții de susținere ai celor suspendate. Se întâmplă la viteze mari ale vântului și duce de regulă la oscilații cu amplitudini mari.

Cu toate acestea, fenomenul are loc cu condiția ca perioada proprie de vibrație a cablului din aval să fie mare prin comparație cu perioadele de desprindere a vârtejurilor atât a cilindrului din față cât și a celui din spate. În asemenea condiții, când distanța dintre cei 2 cilindri este de câteva diametre, cel din aval intră într-o zonă de instabilitate la galopare. Cercetările arată că această regiune de instabilitate este de aproximativ 8-20 diametre ale cablurilor.

Galoparea indusă de combinația vânt-ploaie

Fenomenul de inducere de vibrații din combinația vânt-ploaie este cel mai des fenomen de excitație dinamică a cablurilor podurilor cu hobane. A fost pentru prima dată raportat de inginerul Hikami, când hobanele podului Meiko-Nishi din Japonia au arătat vibrații cu amplitudini incacceptabile. La vremea aceea, cel mai curios a fost faptul că acestea erau observate numai în anumite condiții de vânt, dar întotdeauna când și ploua. Oscilațiile înregistrate creșteau până la aproximativ de 2 ori diametrul exterior al hobanei, adică aproximativ 28cm și la viteze ale vântului între 8-14 m/s. Frecvența mișcării era de aproximativ 1-3 Hz, mult sub frecvența Strouhal pentru excitații sub desprinderea vârtejurilor, iar cablurile se aflau la o distanță prea mare unul față de celălalt pentru a avea interfeerențe aerodinamice. În acest context, s-a concluzionat că era vorba de un fenomen complet nou față de cele cunoscute la acel moment.

După raportarea acestui fenomen de excitație dinamică, a devenit clar faptul că fuseseră observate vibrații și la alte structuri în trecut care ar fi putut fi clasificate în aceeași categorie. O parte din acestea sunt după cum umrează:

- Podul Kohlbrand, Germania, 1974
- Podul Brotonne, Franța, 1977
- Podul Meiko Nishi, Japonia, 1984
- Podul Faro, Danemarca, 1985
- Podul Tempozan, Japonia, 1986
- Podul Aratsu, Japonia, 1988
- Podul Ben Ahin, Belgia, 1988
- Podul Burlington, Vermont-SUA, 1990
- Podul Glebe Island, Australia, 1990
- Podul Nampu, China, 1992
- Podul Yangpu, China, 1995
- Podul Erasmus, Olanda, 1996
- Podul Orsund, Danemarca-Suedia, 2001
- Podul Cochrane, Alabama-SUA, 2002

Combinația dintre ploaie și vânt cu viteză moderată poate cauze oscilații în cabluri cu amplitudini și perioade de vibrație mari. Acest fenomen a fost observat la multe poduri hobanate și a fost studiat în detaliu.

De-a lungul timpului au fost realizate o sumedenie de cercetări asupra acestui fenomen, incluzând și măsurători în teren, teste în tunelul de vânt sau modele analitice. S-a constatat că aceste oscilații apăreau în special atunci când exista ploaie și vânt cu viteză moderată între 8-15 m/s, pe o direcție de 20°-60° față de planul cablului, cu hobana înclinată spre direcția vântului. Perioadele înregistrate erau mai mari de 0.33s, iar amplitudinile maxime între 0.25m-1.00m, rezultând mișcări violente care au dus chiar la lovirea între ele a cablurilor adiacente.

Testele în tunelul de vânt au arătat componenta principală a acestui fenomen de instabilitate aeroelastică, ca fiind formarea de râulețe de-a lungul suprafeței superioare și inferioare a cablurilor. Acestea modifică forma cablului și se mișcă pe măsură ce cablul oscilează, ducând la inducerea unor vibrații suplimentare din vânt. Gama de viteze care s-a dovedit cea mai favorabilă acestui fenomen a fost cea care a menținut râulețul din partea superioară a hobanei într-o anumită zonă critică pe suprafața de sus. De asemenea, s-a observat

că nivelul acestor oscilații se reduce la un nivel nesemnificativ atunci când numărul Scruton este mai mare de 10.

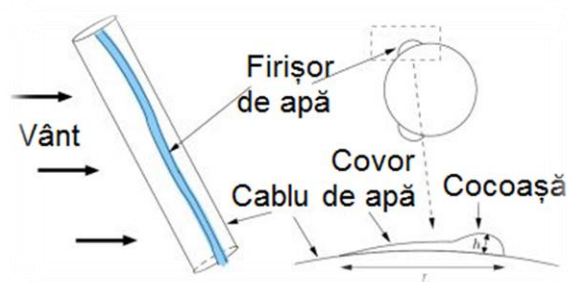


Figura 5 – Formarea râulețelor de apă pe cablu

Oscilațiile induse de combinația vânt-ploaie, datorită amplitudinilor mari și recurențelor dese, reprezintă un fenomen important de care trebuie să se țină seama în proiectarea podurilor cu hobane și a sistemelor de amortizare a vibrațiilor.

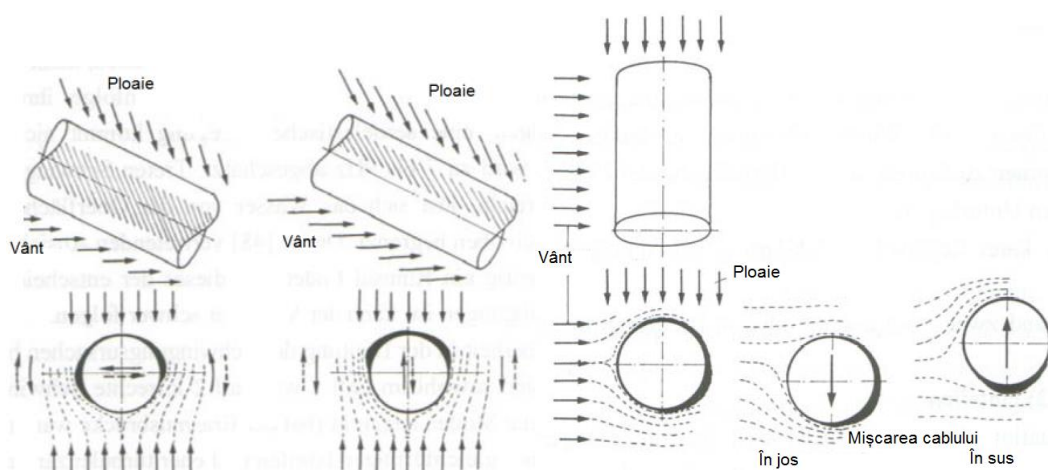


Figura 6 – Oscilații în cabluri din combinația vânt-ploaie

Pentru a diminua efectul dat de acest fenomen, în afară de sisteme de amortizori interni sau externi, se poate apela la o sârmuliță de formă elicoidală montată pe suprafața exterioară a tecii. Aceasta are rolul de a modifica cursul râulețelor și a disipa, în mare măsură, efectul acestora.

Galopare din depunerea zăpezii (gheții) pe cabluri

Depunerea gheții sau a zăpezii pe cabluri se manifestă asemănător cu fenomenul de inducere a oscilațiilor din combinația vânt-ploaie, dar la temperaturi mult mai joase. Datorită vântului, a precipitațiilor și a temperaturii joase, pe suprafața exterioară a cablului încep să se acumuleze depuneri (zăpadă sau gheață).

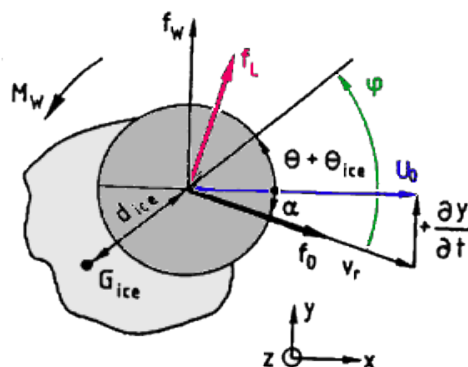


Figura 7 – Schiță cu depunerea gheții

Spre deosebire de combinația vânt-ploaie unde apa acumulată se scurgea în lungul cablului, în acest caz materialul depus pe suprafață este static. Acest lucru înseamnă că volumul acumulat pe suprafața laterală este mult mai mare, iar efectul de galopare se manifestă într-un mod mai tulburent.

Un aspect important de care trebuie să se țină seama este faptul că depunerile introduc o greutate excentrică față de centrul de greutate al hobanei, care la un moment dat poate crește atât de mult încât să producă torsionarea acesteia. Astfel, forma obiectului pus în fluxul de curgere este în continuă schimbare, iar efectul asupra oscilațiilor induse poate varia în bine sau chiar în rău.

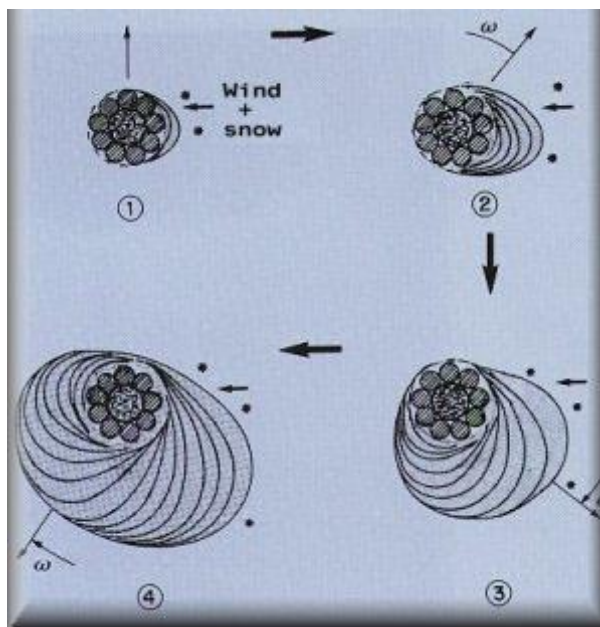


Figura 8 – Depunerea zăpezii/gheții pe cabluri în timp

Spre deosebire de fenomenul de combinație vânt-ploaie, pentru care există și alte metode de prevenire în afară de amortizori, pentru depunerea de precipitații pe cabluri nu poate fi diminuată prin alte metode decât cele disipative de energie.

Recurența fenomenului de oscilații datorate depunerii zăpezii sau a gheții este mult mai rară decât cea în cazul combinației vânt-ploaie, dar efectele acesteia sunt mult mai periculoase. Pe lângă vibrațiile induse în cablu, există posibilitatea desprinderii bruște a depunerilor de suprafața exterioară a hobanei, lucru care ar duce la inducerea unui impuls puternic asupra acesteia. De regulă, desprinderea are loc în momente de minim ale oscilației și deci un impuls pozitiv ar duce la o creștere bruscă dar temporală a amplitudinii maxime.

I.3. Criterii de stabilire a vulnerabilității cablurilor la vibrații

Numărul Reynolds

Regimul de curgere în jurul cilindrilor circulari lungi perpendiculari pe direcția fluxului depinde în mare măsură de numărul Reynolds, în funcție de care se determină următoarele tipuri de curgere:

- $Re < 5$ – pentru numere Reynolds mici regimul de curgere este stabil, laminar, iar curenții nu se separă
- $5 \leq Re < 40$ – regimul de curgere este în continuare stabil și laminar, iar în spatele cilindrului se formează 2 vârtejuri simetrice, dar care nu se desprind
- $40 \leq Re < 150$ – pe măsură ce numărul Reynolds crește, siajul devine instabil, iar desprinderea vârtejurilor începe; inițial, unul dintre vârtejurile descrise la punctul anterior se desprinde, urmat apoi de cel de-al doilea, datorită diferențelor de presiune, procesul devenind repetitiv, cu un caracter periodic, dar laminar; acest fenomen poartă numele de „Aleea vârtejurilor Karman”

$$\frac{h}{l} = \frac{1}{\pi} \cdot \sinh^{-1}\{1\} = 0.281 \quad (I.1)$$

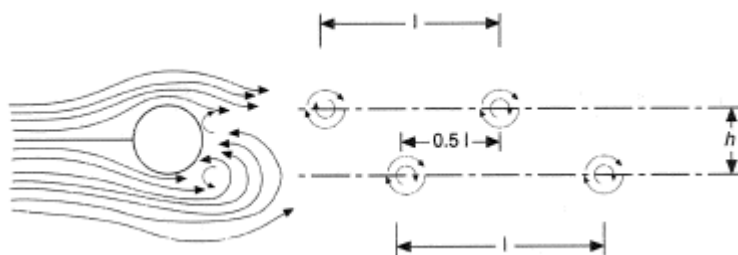


Figura 9 – Desprinderea vârtejurilor

- $150 \leq Re < 300$ – numit și zonă de tranziție, acest segment se caracterizată prin apariția unor tulburări iregulate cu caracter periodic; regimul de curgere se transformă gradual din laminar în turbulent
- $300 \leq Re < 3 \cdot 10^5$ – zonă denumită critică, caracterizată prin caracterul turbulent, dar periodic, cu formarea de vârtejuri puternice în siaj; ca efect secundar, coeficientul de tragere scade treptat
- $3 \cdot 10^5 \leq Re < 3.5 \cdot 10^6$ – segment de curgere supercritică, în care tulburări tridimensionale perturbă formarea periodică a vârtejurilor; de asemenea, siajul se îngustează și devine total dezorganizat
- $3.5 \cdot 10^6 \leq Re$ – valoare după care se revine la regimul turbulent dar cu formare periodică de vârtejuri

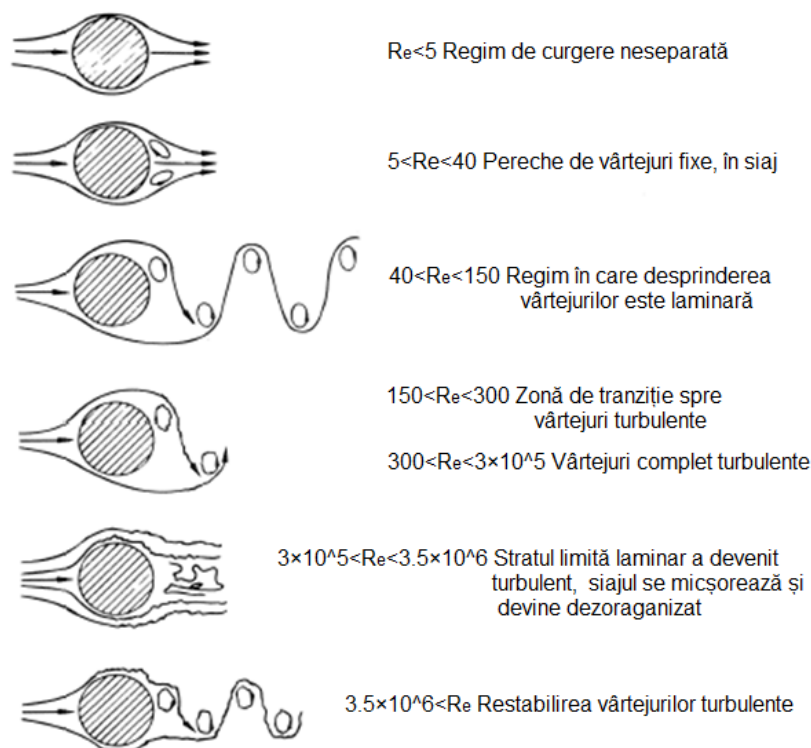


Figura 10 – Influența numărului Reynolds asupra desprinderii vârtejurilor și a regimului de curgere

Pe lângă acestea, numărul Reynolds poate oferi și informații cu privire la alternarea vârtejurilor după cum urmează:

- Pentru $30 \leq Re < 2 \cdot 10^5$ – regim subcritic – perioada de desprindere a vârtejurilor este constantă
- Pentru $2 \cdot 10^5 \leq Re < 4 \cdot 10^6$ – regim supercritic – perioada de desprindere a vârtejurilor este variabilă (aleatoare)
- Pentru $4 \cdot 10^6 \leq Re$ – regim hipercritic – perioada de desprindere a vârtejurilor este din nou constantă

Numărul Strouhal și fenomenul de „Fixare”

Pentru cilindri numărul Strouhal poate fi considerat 0.2 pentru o gamă largă de viteze de curgere. În această situație, conform ecuației 1.24, creșterea vitezei duce la scăderea perioadei de desprindere a vârtejurilor. Astfel, alternarea vârtejurilor induce o forță transversală aproape armonică și deci, poate să apară fenomenul de rezonanță o dată cu atingerea primei perioade proprii de vibrații a structurii corespunzătoare deplasării pe direcția respectivă. Creșterea în continuare a vitezei va duce la rezonanță o dată cu atingerea următoarei perioade proprii de vibrație și așa mai departe.

Din punct de vedere teoretic, rezonanța poate să apară la oricare perioadă proprie de vibrație a structurii. La structurile suficient de flexibile este posibil ca amplitudinea de deplasare a oscilațiilor să fie suficient de mare pentru a controla fenomenul de desprindere a vârtejurilor. Acest fenomen este cunoscut și sub numele de „fixare”. Aceasta înseamnă că rezonanța se poate menține pe o gamă mai largă de viteze. Dacă viteza vântului se modifică suficient de mult pentru a ieși din zona de fixare, desprinderea vârtejurilor va fi din nou caracterizată doar de vânt.

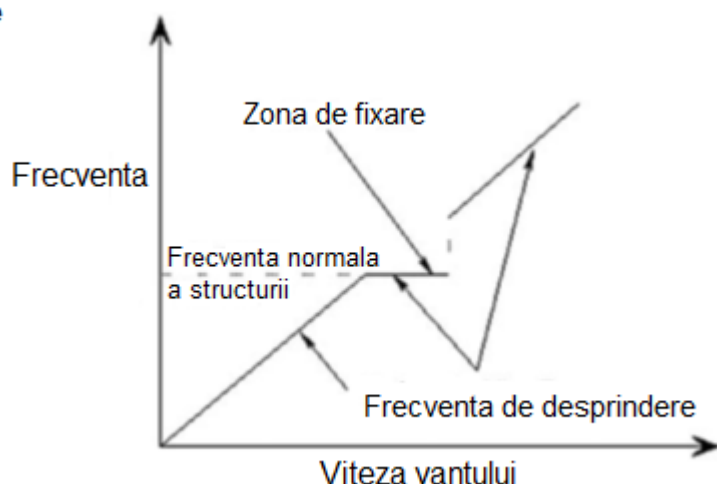


Figura 11 – Grafic al vitezei în funcție de frecvența de desprindere prezentând fenomenul de fixare

Numărul Scruton

Este un parametru adimensional foarte des folosit în mecanica fluidelor pentru determinarea amortizării răspunsului structural indus de vânt. În general amortizarea fenomenelor de instabilitate induse de vânt se face prin mărirea acestui număr.

Așa cum s-a menționat și în capitolul anterior, 95% din vibrațiile cablurilor se datorează combinației vânt ploaie. Pentru a evita acest fenomen, se recomandă ca valoarea numărului Scruton pentru cablu să fie mai mare de 10. Pentru suprafețe exterioare ale hobanelor cu profil aerodinamic, se poate coborî până la valoarea de 5. Numărul Scruton pentru un cablu se determină cu formula:

$$S_C = \frac{m \cdot \xi}{\rho \cdot D} > 10, \text{ unde:} \quad (\text{I.1})$$

- m – masa pe unitatea de lungime a întregului cablu (cu tot cu teacă)
- ξ – amortizarea exprimată ca procent din amortizarea critică
- ρ – densitatea aerului
- D – diametrul exterior al cablului

II. SOLUȚII CONSTRUCTIVE ȘI SISTEME UTILIZATE PENTRU ATENUAREA OSCILAȚIILOR CABLURILOR

II.1. Mase discrete

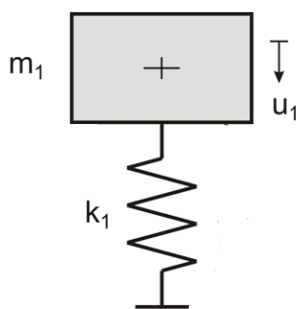


Figura 12 - Model matematic pentru mase acordate

Sistemul de atenuare a vibrațiilor bazat pe mase discrete presupune fixarea, în anumite puncte ale cablurilor, a unor resoarte cu greutate. Acestea au ca scop modificarea caracteristicilor dinamice ale cablului (moduri, perioade și frecvențe proprii de vibrație) pentru a reduce efectele fenomenului de rezonanță.

Principalele avantaje constau în:

- rezistența mare în timp, deoarece toate componentele sunt mecanice și robuste
- independența față de variațiile puternice de temperatură
- costuri relativ mici atât pentru aparatul în sine, cât și pentru întreținerea sa

Principalele dezavantaje:

- sunt eficiente doar pentru anumite intervale de amplitudini și perioade ale oscilațiilor, pentru care au fost calculate
- dificil de manipulat în situ, deoarece au greutatea relativ mare și trebuie poziționate în locuri greu accesibile (în general spre mijlocul cablurilor)

Inițial un astfel de aparat era format din 2 blocuri de beton legate între ele de o tijă, care la rândul ei era fixată de cablu la o distanță care să permită mișcare relativă între acesta și greutatea.

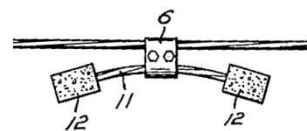


Figura 13 - Sistem clasic de masă acordată

http://en.wikipedia.org/wiki/File:Stockbridge_dam_per_POV2.jpg



Figura 14 - Sistem modern de masă acordată

http://en.wikipedia.org/wiki/File:Stockbridge_dam_per_POV.jpg

În ziua de azi se folosesc mase metalice în locul blocurilor din beton. Acestea sunt goale în interior și pot avea diferite forme geometrice cum ar fi: sferă, cilindru, con, clopot. Modelele mai noi au greutatea inegală, ceea ce le permite să funcționeze eficient pe un interval mai mare de frecvențe.

Poziționarea lor în lungul cablului depinde și de modul propriu de vibrație vizat. Trebuie evitate zonele de amplitudine maximă sau de inflexiune. Amplasarea ar trebui teoretic să crească numărul de semiunde care se formează în modul respectiv și astfel să ducă la o scădere a deplasărilor maxime.

Când sunt calculate cu precizie, construite și instalate bine, masele absorb cu mare eficacitate energia nedorită din structură și chiar o disipă intern, reducând astfel drastic deformațiile nedorite din structură și o dată cu acestea și eforturile atât de dăunătoare.

II.2. Mase acordate cu vâscozitate

Tehnologie relativ nouă care presupune introducerea în interiorul masei acordate a unui mecanism de disipare de energie pe cale vâscoasă.

Momentan nu a fost implementat în nici o lucrare, dar există multe cercetări promițătoare.

Deși mecanismul de disipare nu poate fi la fel de eficient ca al unui amortizor vâscos clasic, poziția mult mai apropiată de centrul hobei dă o eficiență sporită dispozitivului, dar pentru moment acest tip de soluție este încă în stadiu de concept.

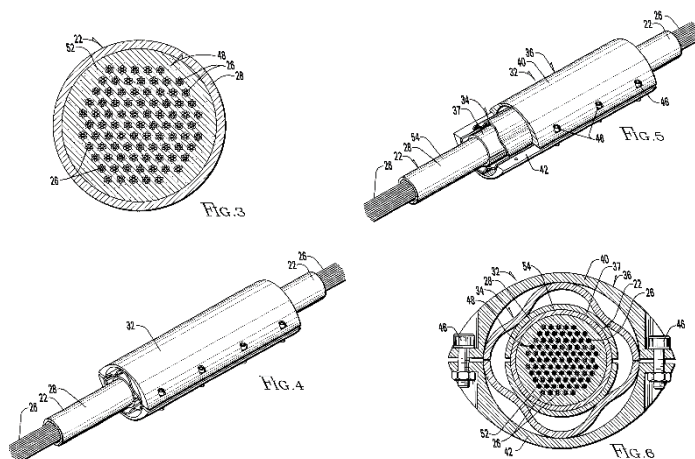


Figura 15 - Prototip masa acordată cu component vâscoasă

II.3. Tiranți transversali

Sunt tiranți transversali care leagă hobanele principale între ele în puncte cheie sau chiar și cu suprastructura. Scopul principal este de a schimba forma deformată a cablului pentru a estompa vibrațiile într-un anumit mod propriu. Ca efect secundar favorabil, faptul că punctele de fixare sunt pe hobanele adiacente care au fiecare caracteristici dinamice diferite face ca acestea să interacționeze între și să se scoată reciproc din rezonanță.

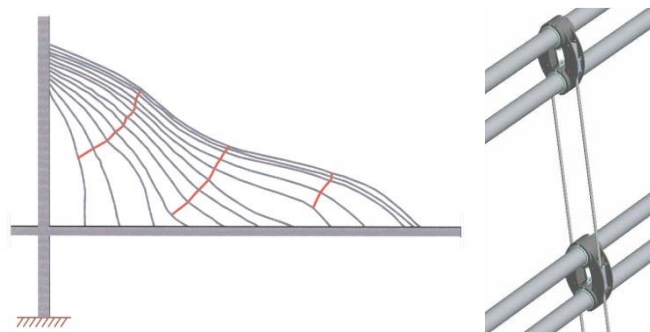


Figura 16 – Schemă tiranți transversali

Primul și cel mai cunoscut exemplu de pod hobanat la care s-a adoptat acest sistem este Podul Normandy peste râul Sena din Franța. Acesta are o deschidere principală de 856m, o lungime totală de 2143m și o lățime de 23.60m. Dinspre fiecare pilon spre deschideri pleacă câte 3 seturi de tiranți transversali dispuși la distanță egală. Scopul acestora este de a aduce oscilațiile hobanelor spre modul 4 de vibrație.

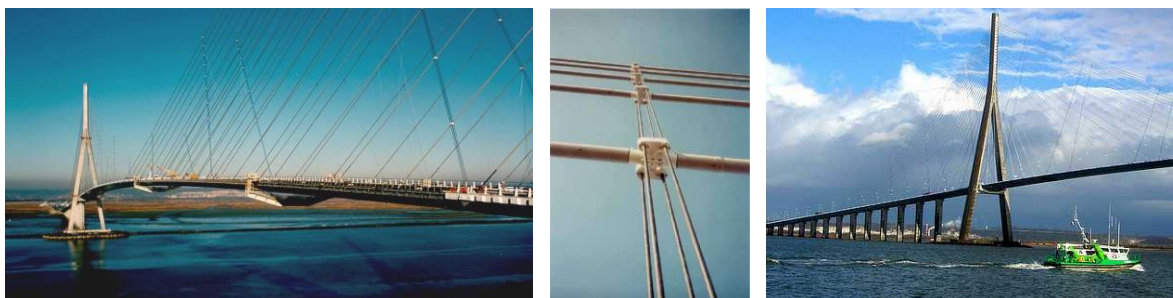


Figura 17 – Tiranți transversali pe podul Normandy

În aplicarea acestei soluții trebuie să se țină seama și de faptul că un număr prea mare de tiranți transversali poate deveni inestetic.

Exemple de poduri hobanate cu tiranți transversali:

- Podul Normandy – Franța - 1995
- Al doilea pod peste Severn – Marea Britanie – 1996
- Podul Oresund – Suedia – 2000
- Podul peste râul Charles – SUA – 2002
- Podul Rion-Antirion – Grecia – 2004
- Podul nou peste râul Cooper – SUA – 2005

II.4. Amortizori externi

Cea mai des folosită metodă pentru asigurarea unui nivel suficient de mare de amortizare în hobane, astfel încât să se evite degradări ale elementelor structurale, este atașarea de amortizori transversali externi. Aceștia au rolul de a disipa energia din cabluri și a reduce amplitudinile vibrațiilor la un nivel acceptabil. Ideal ar fi ca aceștia să fie fixați cât mai aproape de centrul cablurilor, dar de regulă sunt atașați la nivelul tablierului, la aproximativ 1%-3% din lungimea cablului.

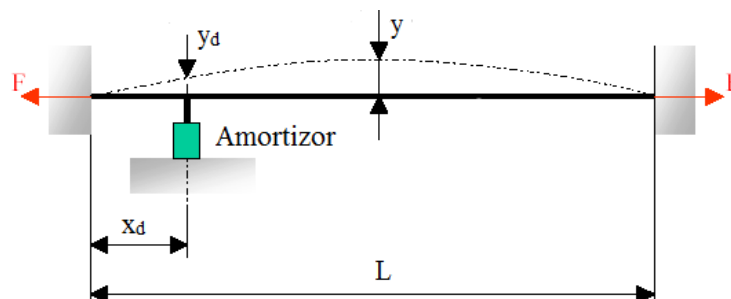


Figura 18– Schemă oscilație cablu cu amortizor atașat

Sistemele de atenuare a vibrațiilor cu ajutorul amortizorilor presupun atașarea unui aparat special, aproape de capătul hobanelor, la nivelul tablierului, care să reducă amplitudinile la un nivel acceptabil. Aceste aparate se mai numesc și disipatori de energie, proces care presupune generarea unei forțe de răspuns în amortizor, care se deformează datorită deplasărilor din cablu. Produsul dintre acestea creează lucru mecanic, echivalent cu energia disipată. Capacitatea de disipare de energie per ciclu este exprimată în histeresisul amortizorului. Cu cât este mai mare aria delimitată de acesta, cu atât mai bună capacitatea de disipare de energie.

În funcție de modul de funcționare, aceștia se pot împărți în 3 mari categorii, în ordinea eficienței lor, după cum urmează:

- amortizori elastomerici – se bazează pe capacitatea cauciucurilor speciale din componența lor de a se deforma după 2 paliere, unul elastic și unul plastic,
- amortizori vâscoși – se bazează pe forța generată la trecerea unui lichid special printr-un piston cu orificii speciale la capăt
- amortizori pe bază de frecare – se bazează pe forța generată pe o suprafață de frecare la mișcarea acestuia

II.5. Amortizori elastici



Figura 19– Poză amortizor elastic intern
Catalog Maurer



Figura 20 poză amortizor elastic extern
Catalog Maurer

Amortizorii elastici reduc oscilațiile din cablu prin înmagazinarea și disiparea energiei intern, în materialele componente. Acest lucru se realizează prin lucrul mecanic dat de forțele interne elastice și în special plastice.

Amortizorii elastici pot fi de 2 feluri, și anume pe bază de elastomeri sau pe bază de frecare. Primul tip funcționează prin deformarea sub forță tăietoare a elastomerului special, iar cel de-al doilea generează forță de frecare datorită deplasării corespunzătoare deformăției cablului.

Principalul lor avantaj față de ceilalți amortizori este dat de dimensiunile mai mici și de ușurința instalării. Dezavantajul lor constă în faptul că nu pot admite decât deformări reduse, ceea ce diminuează mult capacitatea lor de a disipa energie.

Faptul că toate caracteristicile lor de amortizare sunt dependente de proprietățile materialelor componente, face acești amortizori foarte dependenți de temperatura exterioară. Elastomerul devine foarte flexibil la temperaturi ridicate și foarte rigid la temperaturi joase, o scădere bruscă putând duce chiar la ruperea prematură a acestuia. De asemenea, în cazul celor pe bază de frecare, coeficientul de frecare dintre cele 2 materiale este de asemenea puternic influențat de temperatura exterioară și de umiditatea mediului.

În continuare este prezentat un grafic forță-deformație care arată comportarea acestuia în diferite stadii:

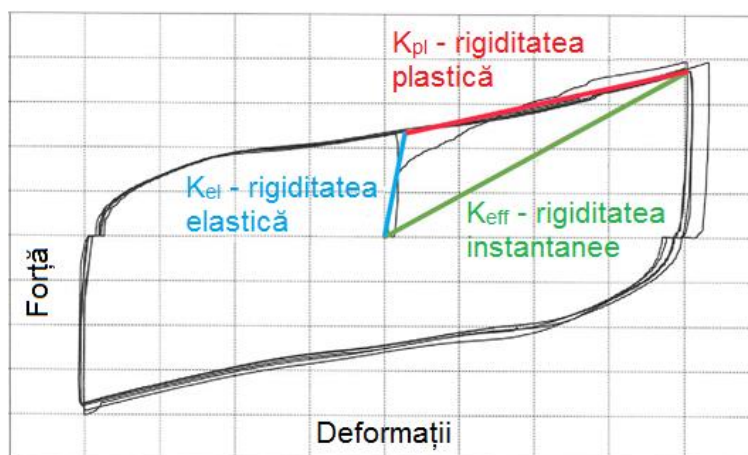


Figura 21 – Grafic general forță deformație al unui amortizor elastic

După cum se poate vedea și în grafic, comportarea acestora prezintă un palier elastic, mai scurt, și unul plastic, mai lung. Pe măsură ce deformațiile cresc, forța crește și ea brusc pe prima parte, și mult mai lent în a doua. Este important de menționat că disiparea eficientă de energie începe o dată cu intrarea în stadiul plastic, ea fiind aproape nulă în cel elastic. Astfel, pentru o amortizare optimă, rezistența elastică trebuie să fie destul de mică pentru a permite intrarea în stadiul plastic, dar destul de mare pentru a realiza suficient lucru mecanic până la atingerea deformației maxime. De aici reiese și faptul că acești amortizori se comportă eficient doar pe anumite intervale de deformații, fiind fie prea flexibili, fie prea rigizi în afara lor.

Formula de calcul pentru forța dată de un amortizor elastic:

$$F = y_d \cdot K_{eff} = y_d \cdot K_{el} + (y_d - y_{el}) \cdot K_{pl} \quad (IV.1)$$

II.6. Amortizori vâscoși

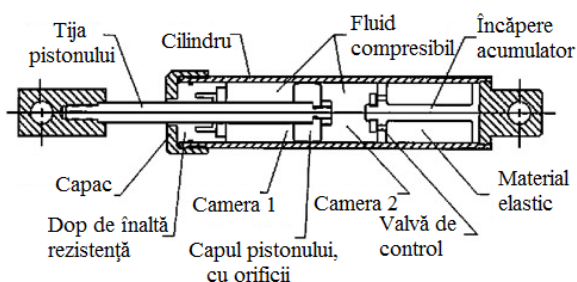


Figura 22 – Schemă amortizor vâcos



Figura 23 - Poză amortizor vâcos
Catalog Maurer

Amortizorii vâscoși sunt cilindri cu pistoane care au orificii în cap prin care este lăsat să treacă un fluid special, pentru a disipa energie.

Acesta este format din 2 camere, separate de capul pistonului, în care se află un lichid compresibil pe bază de silicon. Orificiile permit lichidului să circule dintr-o cameră în alta, o dată cu mișcarea pistonului. Forța este generată ca rezultat al diferenței de presiune dintre capul pistonului și compresia din lichid.

Astfel, forța dată de amortizor este dependentă mai degrabă de viteza pistonului, decât de deformația acestuia. Pentru a evidenția

acest lucru, în continuare sunt prezentate grafice ale forței în funcție de deformație, respectiv viteză:

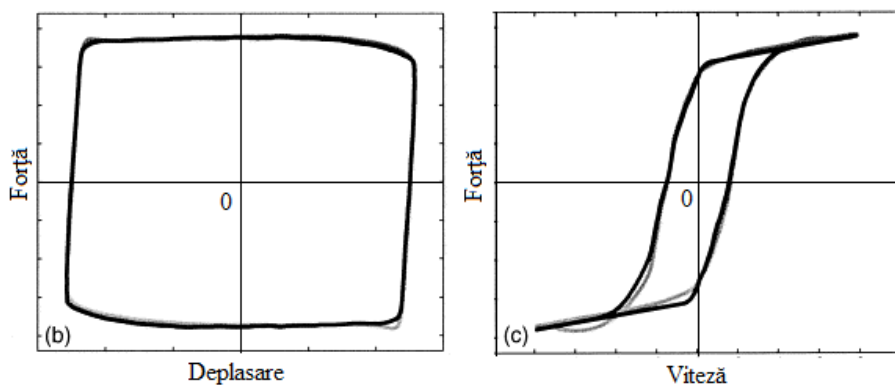


Figura 24 - Grafice generale forță-deformație pentru amortizori vâscoși

Modelul matematic care stă la baza relațiilor de calcul este format dintr-un arc de rigiditate K , înseriat cu un piston de vâscozitate C .

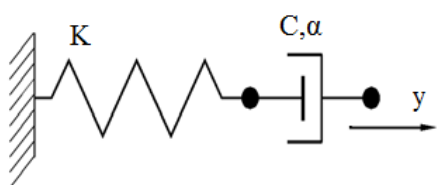


Figura 25 - Modelul matematic al amortizorului vâscos

Pe lângă acestea, mai există un factor important, care determină influența vitezei asupra libertății de circulare a lichidului dintr-o cameră în alta, care este notat în continuare cu α . În funcție de acest coeficient, curbura în diagrama de forță deplasare va fi mai mică sau mai mare.

Conform înregistrărilor din laboratoare, valorile extreme pentru acesta sunt 0.15 și 2.

Formula de calcul a forței generate de amortizor este:

$$F = K \cdot y_d + C \cdot v_d^\alpha, \quad (\text{IV.1})$$

Unde K este rigiditatea liniară a amortizorului, C coeficientul de vâscozitate al lichidului, v_d viteza în capul pistonului și α exponentul vitezei, caracteristică a lichidului.

Coeficientul optim de vâscozitate se poate determina pentru fiecare mod propriu de vibrație în parte după formula:

$$c_i^{opt} = \frac{1}{i \cdot \pi \cdot \frac{x_d}{L}} \cdot \sqrt{T \cdot m}, \quad (\text{IV.2})$$

Unde T este tensiunea în cablu, iar m este masa pe metru liniar a acestuia.

Deoarece excitația exterioară poate avea diferite frecvențe, coeficientul de vâscozitate optim nu corespunde întotdeauna unui singur mod, ci se găsește în general prin interpolare între primele 4-5 moduri. Acest lucru face ca determinarea lui să fie puțin mai dificilă decât ar părea la prima vedere.

În ceea ce privește fenomenele meteorologice, amortizorii vâscoși sunt mai puțin influențați decât cei elastici. Presiunea mare din interiorul lichidului, face ca acesta să se încălzească cu mult peste temperaturile maxime care pot fi înregistrate. Pot apărea totuși fenomene de îngheț la exterior, care ar putea împiedica mișcarea pistonului.

II.7. Amortizori magneto-reologici

După cum s-a arătat la capitolul anterior, amortizorii vâscoși sunt dispozitive bune de amortizare a vibrațiilor, cu condiția ca parametrii de lucru ai acestora să fie foarte bine determinați. Acordarea acestora se poate face astfel încât să rezulte amortizare optimă, dar numai pentru un singur mod propriu de vibrație al hobanei. Măsurătorile în situ au demonstrat că sunt predominante vibrațiile din primul mod, dar și următoarele 4-5 moduri au o influență importantă asupra răspunsului dinamic al cablului. Pe lângă acestea se mai pot adăuga ca dezavantaje ale

acestor dispozitive și influența rigidității la încovoiere/torsiune a tablierului care de mult ori este prea mică pentru a fi neglijată, sau rigiditatea la încovoie a hobanei/ancorajului, care pot fi uneori suficient de mari pentru a necesita să fie luate în considerare. Acestea sunt motive pentru care, uneori, amortizorii vâscoși nu pot conferi cablului suficiență amortizare pentru a asigura stabilitatea dinamică.

Aceste neajunsuri au dus la dezvoltarea sistemelor semiactive de control al vibrațiilor, și anume a amortizorilor magneto-reologici, care seamănă ca și mod de lucru cu amortizorii vâscoși, dar au avantajul faptului că forța internă dată de aparat se poate ajusta în timp real. Acest lucru permite dispozitivelor să funcționeze optim la orice nivel amplitudinilor oscilațiilor.

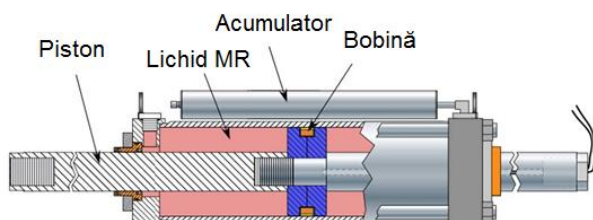


Figura 26 - Schemă amrtizor magneto-reologic
Catalog Maurer

Amortizorii magneto-reologici sunt disipatori semi-activi care își pot modifica proprietățile folosind lichide magneto-reologice. Acestea au abilitatea de a-și schimba starea din lichidă în semi-solidă într-o manieră continuă și în totalitate reversibilă prin intermediul unui câmp magnetic.



Figura 27 - Poză amrtizor magneto-reologic
Catalog Maurer

Ca și principiu de funcționare, aceștia lucrează asemănător cu cei vâscoși, cu excepția faptului că vâscozitatea lichidului se poate modifica. Cu ajutorul unui senzor montat în capul pistonului, o unitate de control transmite o anumită intensitate de curent într-o bobină care generează un câmp magnetic în fluidul magneto-reologic, modificându-i vâscozitatea.

Lichidul magneto-reologic este un ulei special, care introdus într-un câmp magnetic, își modifică vâscozitatea aparentă până ajunge la stadiul vâsco-elastic. Mai important este faptul că rezistența lui poate fi controlată cu mare precizie, prin varierea intensității câmpului magnetic. Particulele fluidului sunt de ordinul micrometrilor și prea grele pentru a fi supuse mișcării Browniene. Ca și la amortizorii vâscoși,

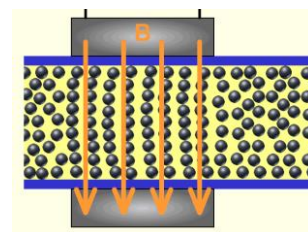


Figura 28 - Lichid magneto-reologic
<http://en.wikipedia.org/wiki/File:MRF-Effekt-static-crop.png>

temperaturile mari din interiorul acestuia îl fac foarte puțin influențabil de temperaturile exterioare

Amortizorii magneto-reologici pot funcționa în modul pasiv, la o intensitate constantă a curentului, în care nu își modifică proprietățile, sau în mod semi-activ, în care își modifică constant intensitatea în funcție de nevoie, timpul de răspuns fiind de ordinul zecilor de milisecunde. Pentru a explica mai bine acest proces, pașii parcurși sunt prezentați în următoarea schemă logică:

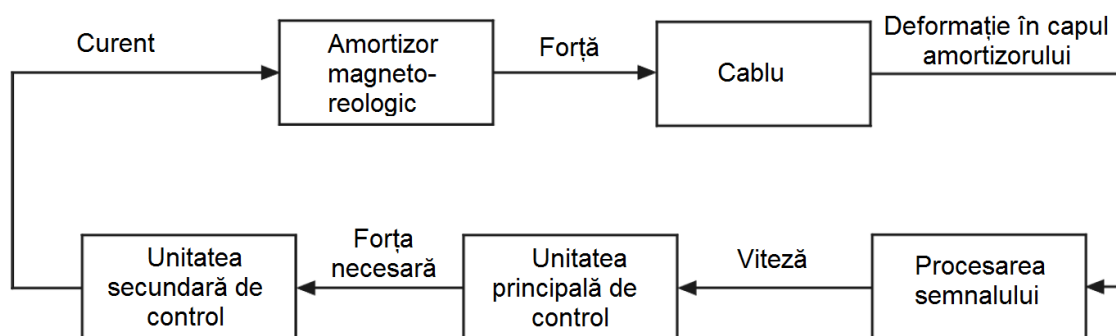


Figura 29 - Schemă logică a amortizorului magneto-reologic

Modelul matematic care stă la baza calculului forței din amortizor este puțin mai complex ca la restul. Trebuie reținut că toate constantele de la celelalte modele sunt aici variabile care depind de intensitatea curentului electric.

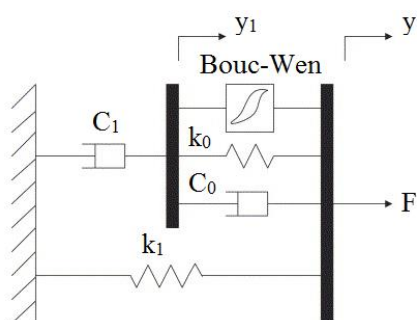


Figura 30 - Model matematic amortizor MR

Există mai multe modele care se pot folosi, dar cele mai bune s-au obținut folosindu-l pe cel prezentat în figură. Elementul disipator principal este componenta Bouc-Wen a ansamblului, legată în paralel cu un resort elastic k_0 și un amortizor vâscos C_0 , toate 3 legate în serie cu un amortizor vâscos C_1 , tot acest ansamblu fiind legat la rândul lui în paralel cu un resort elastic k_1 .

Pentru determinarea forței generate de amortizor se consideră știute caracteristicile amortizorului în funcție de curent și se folosesc formulele:

$$F = c_1 \cdot \dot{y}_1 + k_1 \cdot (y - y_0) \quad (\text{IV.3})$$

$$\dot{y}_1 = \frac{1}{c_0 + c_1} \cdot (c_0 \cdot \dot{y} + k_0 \cdot (y - y_1) + k \cdot z) \quad (\text{IV.4})$$

$$z = -d \cdot |\dot{y} - \dot{y}_1| \cdot z \cdot |z|^{n-1} - g \cdot (\dot{y} - \dot{y}_1) \cdot |z|^n + \alpha \cdot (\dot{y} - \dot{y}_1) \quad (\text{IV.5})$$

Unde y este deformația totală din capul pistonului, y_1 este deformația relativă din amortizorul secundar C_1 , iar z o variabilă care ajută la rezolvarea sistemului de ecuații rezultat.

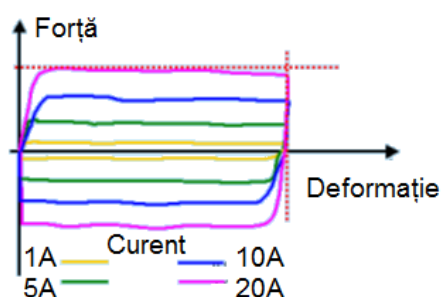


Figura 31 - Grafic forță deformație pe diferite intensități ale curentului

Pentru a exemplifica mai bine modalitatea de funcționare, este prezentată curba de histeresis pentru diferite intensități ale curentului. Acesta este o reprezentare ideală, dar se poate observa cum cea mai mare energie este disipată la intensitatea cea mai mare. În realitate însă este nevoie de o scădere a intensității o dată cu amplitudinile, pentru a păstra un nivel optim de amortizare a cablului.

Primul prototip la scară reală de amortizor magneto-reologic a fost folosit la Podul Eiland, lângă Kampen din Olanda. Acest lucru s-a realizat pentru a se face teste asupra eficienței sau a comportării în timp a acestora și a rămas utilizabil până în ziua de azi.

Cablul pe care a fost atașat amortizorul are o lungime de 163.70m, cu o tensiune de 5082kN și o masă pe metru liniar de 66.55 kg/m. Mai există atașat un amortizor elastomeric la 2.81% din lungime (4.60m). Amortizorul magneto-reologic este atașat la 4.81% din cablu (7.88m), cu o forță maximă de 45kN la o intensitate a curentului electric de 3A, o forță reziduală la tensiune nulă de 2 kN și un coeficient de vâscozitate relativ mică în mod pasiv, de doar 4.99 kN/s.

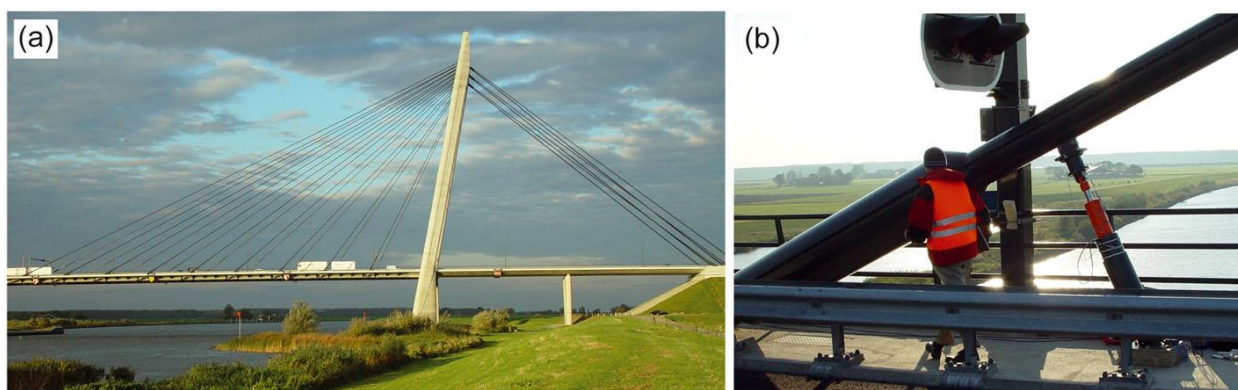


Figura 32 – Podul Eiland, Kampen-Olanda

Ținând cont de toate acestea, în proiectarea unui amortizor magneto-reologic trebuie să se țină cont de următoarele principii:

- Forța generată de aparat trebuie să poată da amortizare indiferent de frecvența oscilațiilor, datorită gamei foarte largi de fenomene ce pot induce vibrații în hobane
- Numărul de senzori și complexitatea sistemului de control trebuie să fie cât mai mici pentru a crește robustețea aparaturii
- Variația forței de control nu trebuie să nu conțină componente cu frecvență prea ridicată deoarece nu poate fi urmărită de aparat datorită benzii de lășime extrem de mici
- Forța optimă în aparat trebuie să fie generată cu erori mici, pe baza unui model matematic care să poată înregistra și adapta această valoare în timp real

Unul dintre cele mai importante aplicații ale acestui sistem de amortizare este în cazul podului Sutong, cu lungimi ale hobanelor între 154m și 543m. S-a decis atenuarea vibrațiilor cu amortizori vâscoși pasivi la hobanele 10 numerele 10 ($L=228m$, $T=1.785s$) până la 28 ($L=472m$, $T=3.571s$), iar la cele mai lungi 6 hobane, respectiv numerele 29 ($L=483m$, $T=3.584s$) până la 34 ($L=543m$, $T=4.002s$) cu amortizori magnetoreologici.



Figura 33 – Amortizori pe podul Sutong, China

Dispozitivele au fost montate perpendicular pe cabluri în planul vertical al acestora, la 3.50m desupra tablierului. Ancorajele sunt situate la 1.30m sub nivelul căii, rezultând astfel o poziție relativă a aparatelor de aproximativ 2.30% din lungimea cablului. Fiecare hobană are

montat câte un sensor individual care transmit datele la o unitate centrală de comandă, poziționată în interiorul tablierului, care poate controla toți cei 12 amortizori. Ca măsură suplimentară, fiecare aparat este legat la acumulatori externi, capabili să asigure funcționarea acestuia pentru cel puțin 48 de ore de la întreruperea curentului.

Sisteme similare au fost folosite și în cazurile podurilor Franjo Tujman de lângă Dubrovnik, Croația, sau podul Alamillo din Sevilla, Spania, unde a fost implementat ca măsură de reabilitare.

Testarea sistemului s-a realizat pe un model al scară în anul 2007, pe un cablu similar cu cel de la Podul Sutong, cu lungimea de 228m.

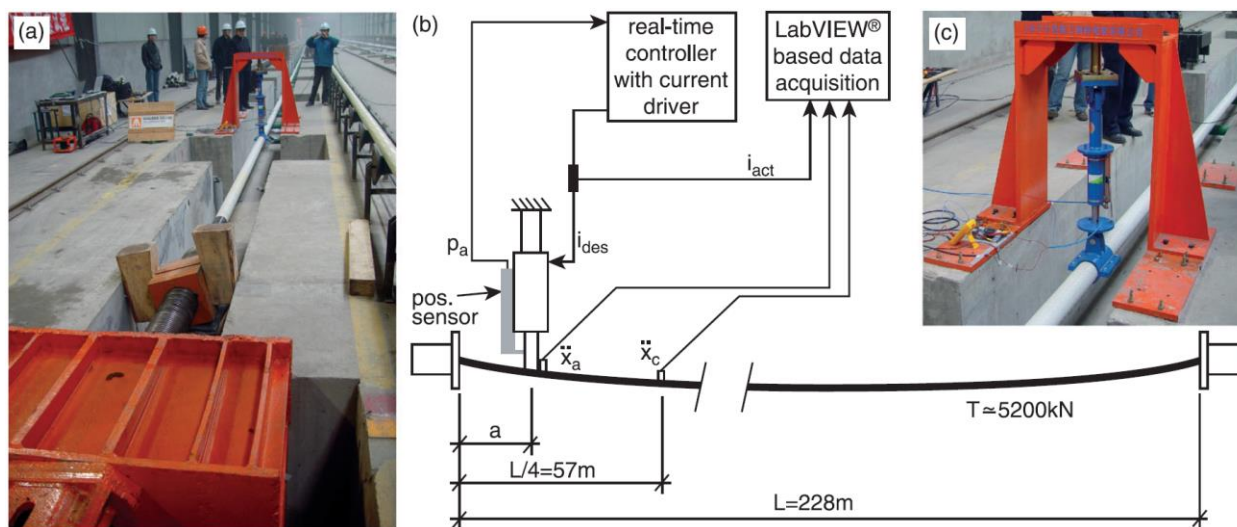


Figura 34 – Testarea amortizorilor magneto-reologici, China

Rezultatele încercării au arătat că atât ipotezele de calcul, cât și sistemele de control funcționau corect, înregistrându-se o amortizare de 7.5%. Au fost de asemenea scoase în evidență influența rigidității reale a cablului, care s-a dovedit a fi mai mică decât valorile teoretice și rotirea din ancoraje, care a reieșit mai mare decât fusese considerat în ipotezele de calcul.

Cea mai recentă utilizare a acestor sisteme a fost la podul Russky, în Rusia. Similar cu podul Sutong, la hobanele mai scurte cu numere de la 1 la 16 s-au montat amortizori vâscoși pasivi, iar la cele mai lungi de la 17 ($L=483\text{m}$, $T=3.571\text{s}$, $a/L=2.6\%$) până la 21 ($L=580\text{m}$, $T=4.165\text{s}$, $a/L=2.3\%$) au fost montați amortizori magneto-reologici. Spre deosebire de podul Sutong, pentru a reduce consumul de curent, în acest caz s-a montat câte o unitate de control pentru fiecare aparat și senzori accelerometre direct pe cabluri la aproximativ 28.00m de la nivelul căii. De asemenea, dispozitivele folosite la acest pod includ câte 2 amortizori, pentru a putea atenua și vibrațiile din plan orizontal. Cea mai mare inovație la acest sistem constă însă în faptul că amortizorii amgneto-reologici au și senzori de temperatură și pot face corecțiile necesare pentru a asigura amortizare optimă între -40°C și $+60^{\circ}\text{C}$.

III. STUDIU DE CAZ: RĂSPUNSUL DINAMIC AL UNUI CABLU CU SISTEME EXTERNE DE ATENUARE A VIBRAȚIILOR

III.1. Obiective urmărite

Prin studiul de caz se dorește analizarea răspunsului dinamic al unui cablu în timpul vibrațiilor. Pentru a realiza acest lucru, se va analiza comportarea lui în 2 situații particulare:

- răspunsul cablului la rezonanță - sub o excitație exterioară care să producă vibrații în acesta și să conducă chiar la fenomene rezonanță cu amplitudini și eforturi mari
- răspunsul cablului la vibrații libere – cu urmărirea în timp a atenuării oscilațiilor

Se dorește de asemenea stabilirea influenței tipurilor diferite de amortizori externi asupra deformației cablului, eforturilor în ancoraje, amortizării sistemului și energia disipată de sistemele de amortizare

Parametrii ce urmează a fi urmăriți sunt:

- deplasările maxime și minime ale punctului din mijlocul cablului în vederea stabilirii amplitudinii maxime în timpul vibrațiilor forțate
- reacțiunile maxime și minime din ancoraje pentru stabilirea ecartului de efort pentru verificarea la oboseală
- amortizarea totală a cablului (cu sau fără dispozitive de disipare a energiei) pentru determinarea stabilității generale a hobanei studiate
- energia disipată de dispozitivele de atenuare a vibrațiilor pentru stabilirea eficienței aparatului

III.2. Modelul de calcul

Pentru acest studiu, s-a dorit simularea răspunsurilor cablurilor podurilor hobanate sub acțiuni dinamice din vânt cu ajutorul metodei elementului finit. S-a studiat o hobană izolată cu lungimea de 300m cu următoarele caracteristici fizico-mecanice:

- Secțiune transversală a hobanei - 37 toroane T15S cu aria totală de 5550mm^2 ($37 \times 150\text{mm}^2$)
 - Teacă de protecție din polietilenă de înaltă densitate cu diametrul exterior de 155mm și grosimea de 6mm
- Material - oțel de înaltă rezistență
 - Greutate volumică $\gamma=78.50\text{ kN/m}^3$
 - Efort unitar de curgere $f_t=1770\text{ N/mm}^2$
 - Modul de elasticitate $E_o=195\text{ Gpa}$
- Caracteristici de ansamblu
 - Lungimi hobane: 50m, 100m, 200m, 400m
 - Greutate proprie pe metru liniar: 500N/m

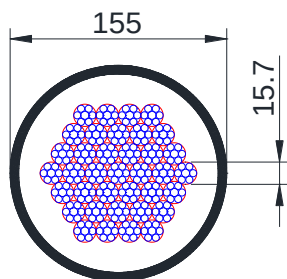


Figura 35 - Secțiunea transversală a hobanei

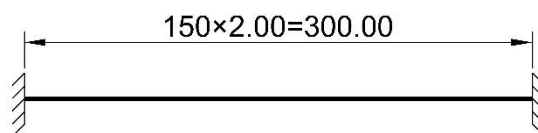


Figura 36 – Model de calcul cablu liber

Au fost realizate mai multe modele de calcul, fiecare pe hobane izolate. Cablul a fost modelat cu 150 de elemente de tip bară, rezemate la capete. Pentru rezemări s-a considerat blocarea deplasărilor pe toate direcțiile prin încastrări. Datorită discretizării fine, a tipului de analiză (neliniar-time history) și introducând corect caracteristicile fizico-geometrice, în vederea obținerii unor rezultate mai exacte, elementele finite adoptate au atât rigiditate axială, cât și la forță tăietoare, încovoiere sau torsiune (însumând rigiditățile celor 37 de toroane). S-a presupus că efortul unitar din hobane la Starea Limită de Serviciu nu depășește 45% din rezistența la curgere.

Este bine cunoscut faptul că starea de eforturi din cabluri influențează puternic răspunsul dinamic al acestora. Ele devin mai susceptibile la vibrații o dată cu scăderea tensiunii interne. În acest sens, s-au considerat doar greutatea proprie a hobanei și o forță de pretensionare ca acțiuni permanente și o forță exterioară din vânt, variabilă în timp, ce acționează în sens transversal cablului.

Întrucât acțiunea vântului are un caracter imprevizibil, iar variația acestuia în timp se poate manifesta sub diferite forme, s-a ales ca lege de variație o funcție sinusoidală, a cărei perioadă să corespundă perioadei fundamentale de vibrație a sistemului considerat, toate acestea pentru a facilita intrarea în rezonanță. Valoarea maximă a acestei forțe a fost considerată (în conformitate cu Electivele 1 și 2, din cadrul doctoratului) ca fiind o zecime din greutatea proprie pe metru liniar.

$$p(t) = 50 \cdot \frac{N}{m} \cdot \sin\left(\frac{t \cdot \pi}{T}\right), \text{ unde } T \text{ este perioada modului de vibrație fundamental}$$

III.3. Validarea modelului de calcul

Pentru validarea modelului de calcul, a ipotezelor considerate și a parametrilor de calcul s-a folosit un studiu experimental realizat de Universitatea din Windsor intitulat „Experimental Study on Bridge Cable Vibration Mitigation Using External Viscous Damper”. Acesta presupune, printre altele, realizarea unui model la scară pentru un cablu izolat și analizarea răspunsului său dinamic sub vibrații libere.

Experimentul s-a realizat pe un cablu din oțel de înaltă rezistență cu lungimea de 9.33m, cu diametru exterior de 4.65mm și greutatea de 0.092 kg/m. Aria acestuia este de 11.90mm², iar momentul de inerție de 15.8mm⁴. Pentru a crește artificial perioada primului mod propriu de vibrație, au fost adăugate 20 de mase adiționale de câte 50g la distanță constantă pe toată lungimea cablului.

Cablul va fi ancorat la un capăt de un senzor de forță (pentru determinarea tensiunii), iar la celălalt de o presă hidraulică manuală (pentru a induce o stare inițială de efort). Pentru a măsura deplasările cablului, în mijlocul acestuia va fi atașat, perfect perpendicular pe cablu, un accelerometru.

Tensiunea indusă în cablu a fost de 3.2kN, rezultând o perioadă teoretică de vibrație de 0.146s. Pentru a induce vibrații în cabluri, de mijlocul acestuia va fi atașată cu o ață, o greutate de 8kg. Prin tăierea instantanee a firului de legătură, cablul, care se află într-o poziție deformată, va încerca să revină brusc la poziția inițială, rezultând astfel vibrații libere.

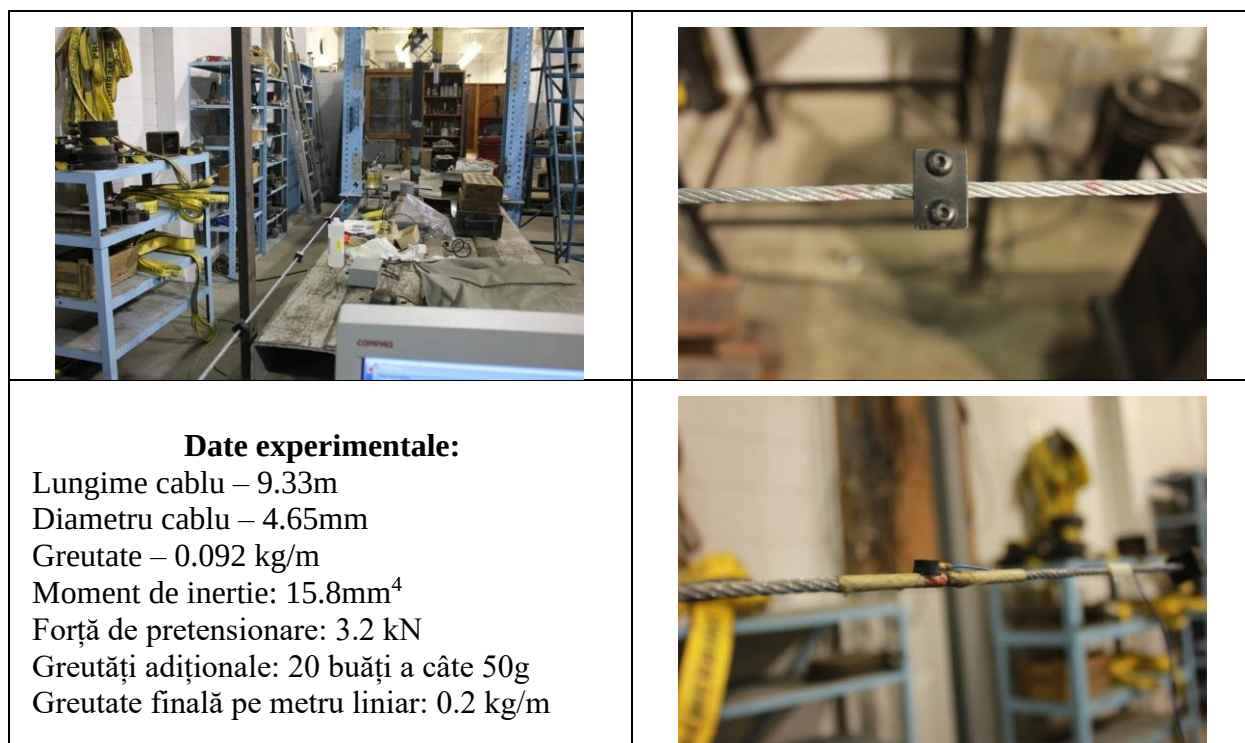


Figura 37 – Model la scară

Pentru comparație s-a realizat un model de calcul cu elemente finite. Pentru modelarea cablului s-au folosit 29 de elemente de tip bară ancorate la capete prin încastrări perfecte. S-au realizat analize neliniare cu efecte P-delta și deplasări mari în ordinea prezentată în continuare, cu preluarea stării de eforturi și de deformații de la o etapă la alta:

1. Static – încărcare cu greutatea proprie a cablului
2. Static – încărcare cu forța de pretensionare de 3.2kN
3. Dinamic – Analiză time history cu integrare directă – cuprinde încărcarea cu greutatea de 8kg și răspunsul dinamic al cablului după înlăturarea acesteia pe o perioadă de timp de 25s

În cazul analizei dinamice, cheia obținerii unor rezultate cât mai apropiate de realitate este determinarea cât mai corectă a coeficienților de amortizare de masă și de rigiditate. Aceștia au fost estimați pentru a obține o amortizare corespunzătoare primului mod de vibrație de 1%, iar pentru al treilea mod de 0.5%.

Comparațiile dintre modelul experimental și cel teoretic se vor face analizând alura deformației în timp a punctului din mijlocul cablului, amplitudinile maxime pentru anumite cicluri de oscilație, respectiv amortizarea estimată.

Tabelul 2 – Comparație între procente de amortizare critică rezultate

Cicluri considerate	Calculat	Măsurat	Diferențe
	%	%	%
1 si 2	1.45%	1.76%	17.37%
1 si 4	1.75%	1.81%	3.57%
1 si 6	2.16%	2.02%	-6.75%
1 si 9	2.69%	2.07%	-30.10%

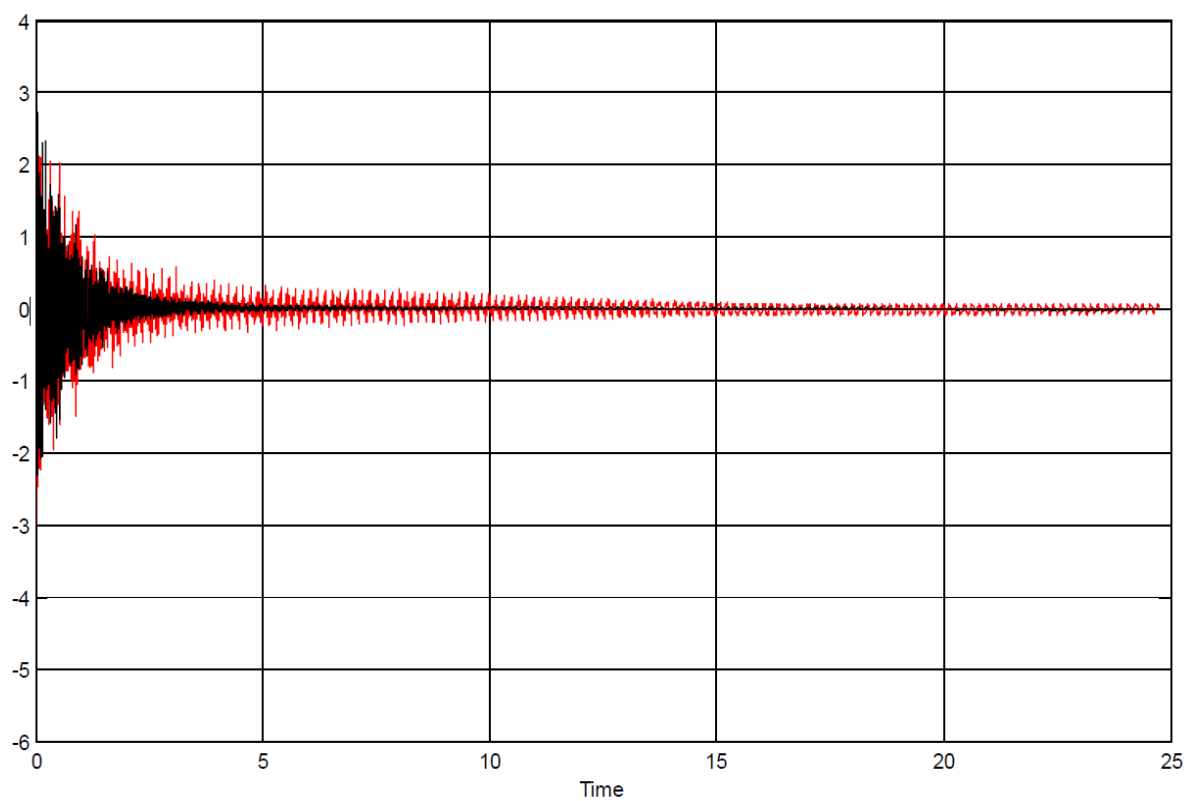


Figura 38 – Variația în timp a amplitudinilor în mijlocul cablului pe modelul experimental

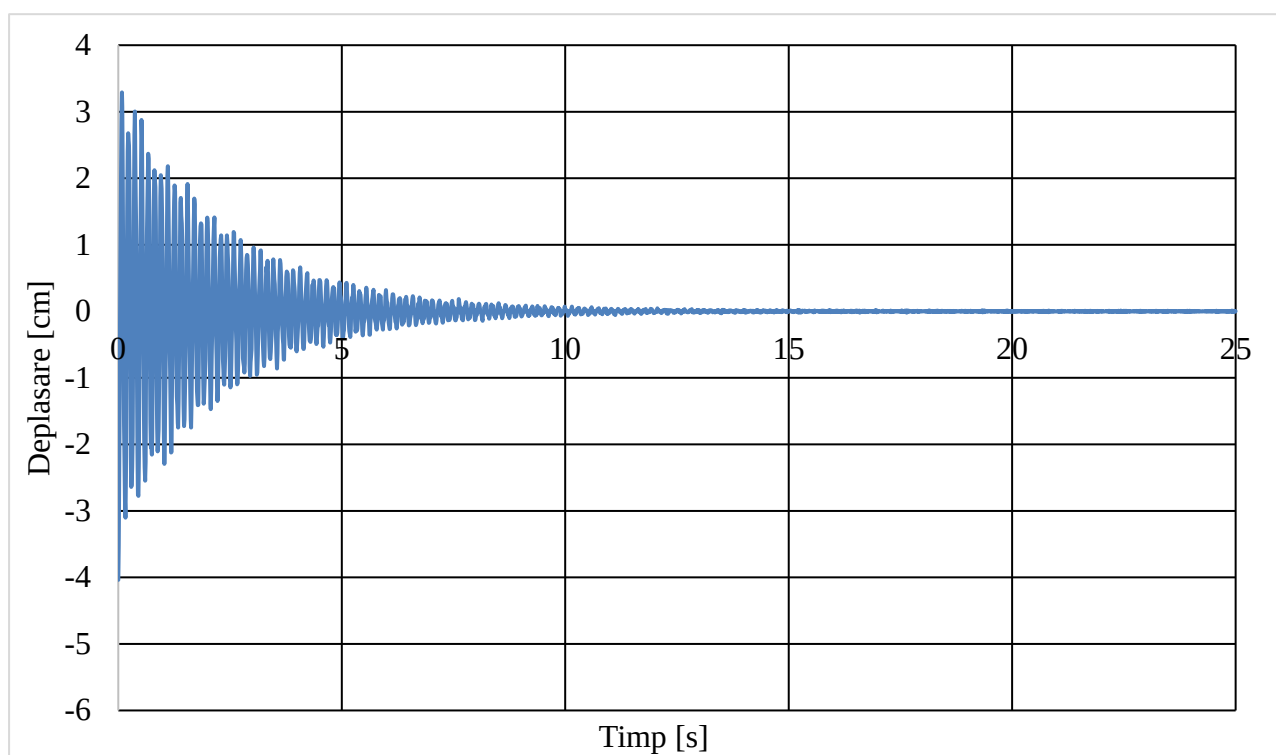


Figura 39 - Variația în timp a amplitudinilor în mijlocul cablului pe modelul teoretic

Cicluri considerate	Calculat	Măsurat	Diferențe
	[cm]	[cm]	%
1	3.495	3.516	0.59%
2	2.784	2.793	0.30%
4	2.351	2.082	-12.95%
6	1.857	1.388	-33.81%

În ceea ce privește amortizarea, așa cum se poate observa atât în tabelele comparative, cât și în variația în timp a deplasărilor, se constată diferențe mai mari între modele spre finalul analizei. Ținând cont de inexactitatea metodei de calcul, diferențele rezultate sunt în limite acceptabile.

Cât despre deplasări, acestea sunt mai mici în modelul de calcul care este mai rigid. Deși alura se păstrează, există încă de la început o diferență în amplitudini de aproximativ 0.2cm, diferență care se păstrează până la final.

Alura variației amplitudinilor în timp este aproape identică, cu mici diferențe în ceea ce privește scăderea în timp a amortizării. La modelul experimental amortizarea scade mai rapid, iar cablul păstrează amplitudini până la finalul înregistrărilor. La modelul teoretic această scădere este mai lentă, ducând la o amortizare mai bună a vibrațiilor cu amplitudini mici care aproape se sting după aproximativ 15s din analiză.

Ținând cont de toate diferențele enunțate mai sus între comportarea dinamică calculată și cea înregistrată a cablului, se poate concluziona că diferențele sunt mici, sub limitele acceptabile. Metoda de abordare propusă prin modelare numerică poate fi deci aplicată și la alte situații, cum sunt cele prezentate în continuare.

III.4. Cablu liber

Pentru a stabili valorile de referință în vederea comparației dintre diferitele sisteme de amortizare a oscilațiilor, s-a realizat inițial o analiză asupra cablului fără nici un dispozitiv atașat. În tabelul următor sunt prezentate valorile maxime, respectiv minime ale parametrilor studiați:

Tabel 1 – Valori maxime/minime parametrilor pentru cablu liber

Deplasări mijloc cablu			Moment incovoietor ancoraj			Amortizare
Max [mm]	Min [mm]	Amplitudine [mm]	Max [kN × m]	Min [kN × m]	Amplit [kN × m]	%
3068.24	-6194.47	9262.71	23.64	-73.20	96.83	0.315%

Pentru o mai bună înțelegere a răspunsului dinamic al cablului, în continuare sunt prezentate grafice cu variația în timp a deplasării punctului din mijlocul cablului, respectiv a momentului încovoietor din ancoraj.

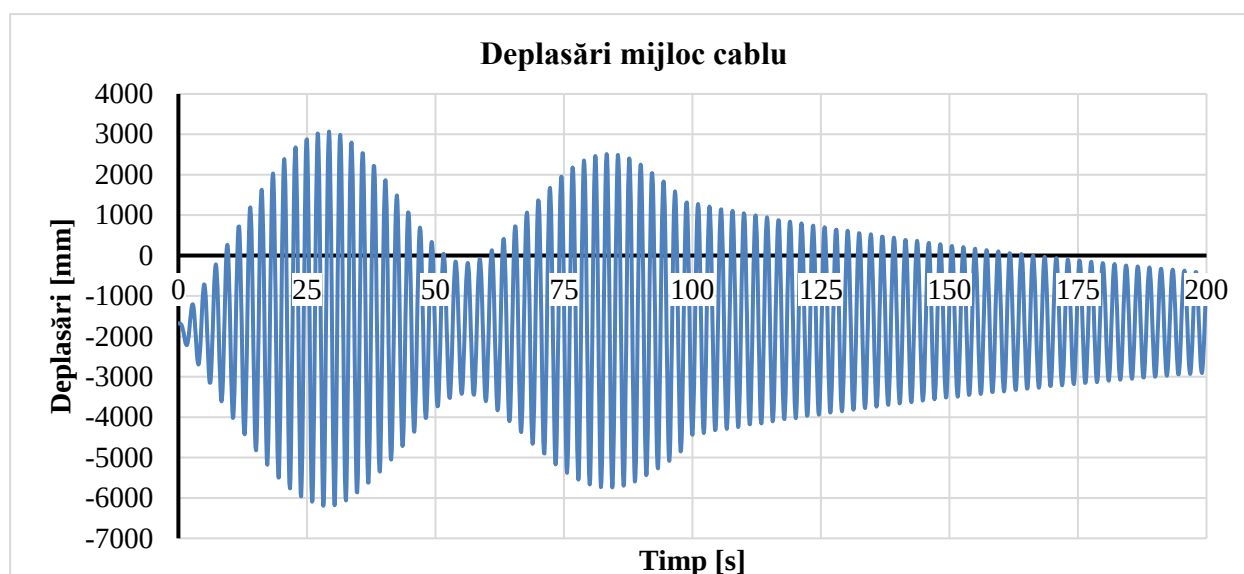


Figura 40 – Variația în timp a deplasării punctului din mijlocul cablului liber

În ceea ce privește deplasările, se poate observa că oscilațiile sunt simetrice față de o linie orizontală care nu trece prin origine, ci prin ordonata de -1680mm , corespunzătoare deplasării din greutate proprie a cablului. Oscilațiile sunt ciclice cu perioada constantă de 2.10s , egală cu perioada primului mod propriu de vibrație al cablului.

Se poate observa clar fenomenul de rezonanță prin creșterea amplitudinilor maxime de la un ciclu la altul. Analizând înfășurătoarea amplitudinilor oscilațiilor, se pot constata pe zona cu vibrații forțate că acestea cresc și descresc după 2 cicluri cu perioada de aproximativ 58.40s . Primul ciclu are amplitudini mai mari cel mai probabil datorită forțelor inerțiale superioare care rezultă plecând de la starea de repaus. Cel de-al doilea ciclu păstrează alura primului, dar cu amplitudini mai mici cu circa 20% . În situația în care excitația exterioară ar continua să acționeze asupra cablului, s-ar forma și alte cicluri cu aceeași variație, amplitudini și perioadă ca al doilea.

Pe zona cu vibrații libere se poate observa o atenuare a vibrațiilor. Înfășurătoarea amplitudinilor descrie o lege de variație asimptotică care tinde spre orizontală în jurul valorii amplitudinilor de aproximativ 2000mm . Acest lucru înseamnă o scădere a amortizării interne în cablu în funcție de mărimea deformațiilor cablului, plecând de la valoarea maximă de 0.315% la o valoare de doar 0.16% .

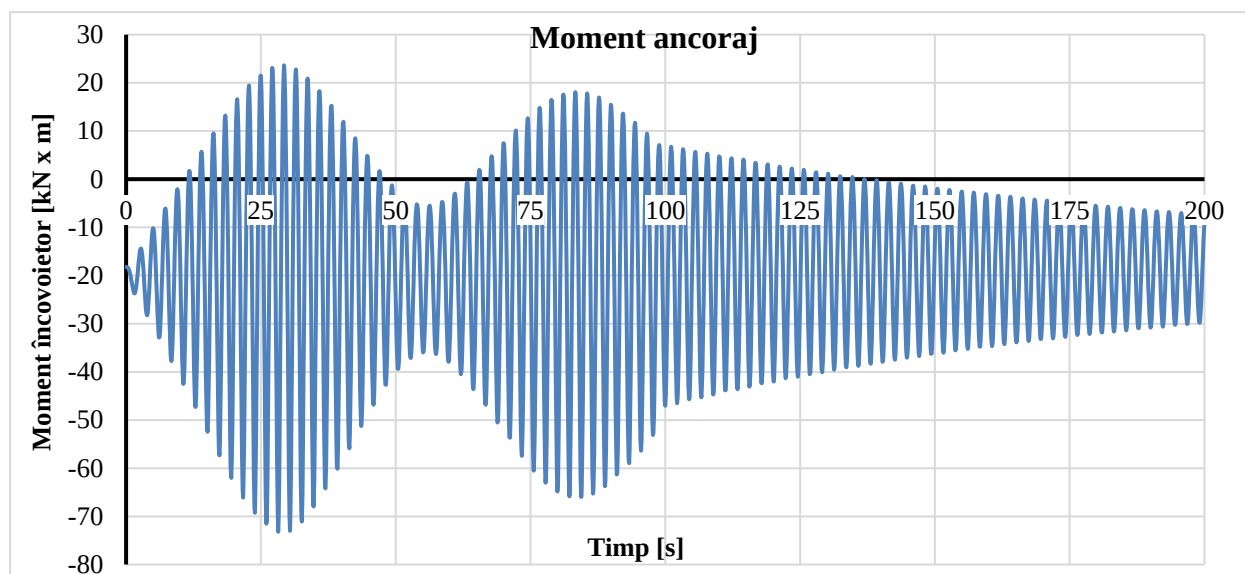


Figura 41 – Variația în timp a momentului încovoietor din ancorajul cablului liber

Analizând variația momentului încovoietor din ancoraje, se poate constata aceeași alură ca și în cazul deplasărilor, cu oscilații în jurul unei linii de referință de $18\text{ kN}\times\text{m}$, 2 cicluri de variație a amplitudinilor pe perioada vibrațiilor forțate și o atenuare asimptotică a oscilațiilor pe zona vibrațiilor libere. Se constată totuși mici diferențe în ceea ce privește forma ciclurilor, acestea fiind puțin mai ascuțite.

III.5. Mase acordate

În această analiză s-a studiat influența atașării unor mase acordate pe hobană asupra răspunsului dinamic al acesteia. Ca soluție, s-au adoptat 2 mase acordate, fiecare cu masa de 0.50 tone , echivalent cu greutatea a 10 metri liniari ai hobanei. Țelul analizei nu este acela de a crește amortizarea sistemului, ci de a șifta perioadele modurilor proprii de vibrații astfel încât să nu se mai atingă amplitudini prea mari în ciclurile de oscilații.

În continuare sunt prezentate variația în timp a deplasării punctului din mijlocul cablului, respectiv a momentului încovoietor din ancoraje.

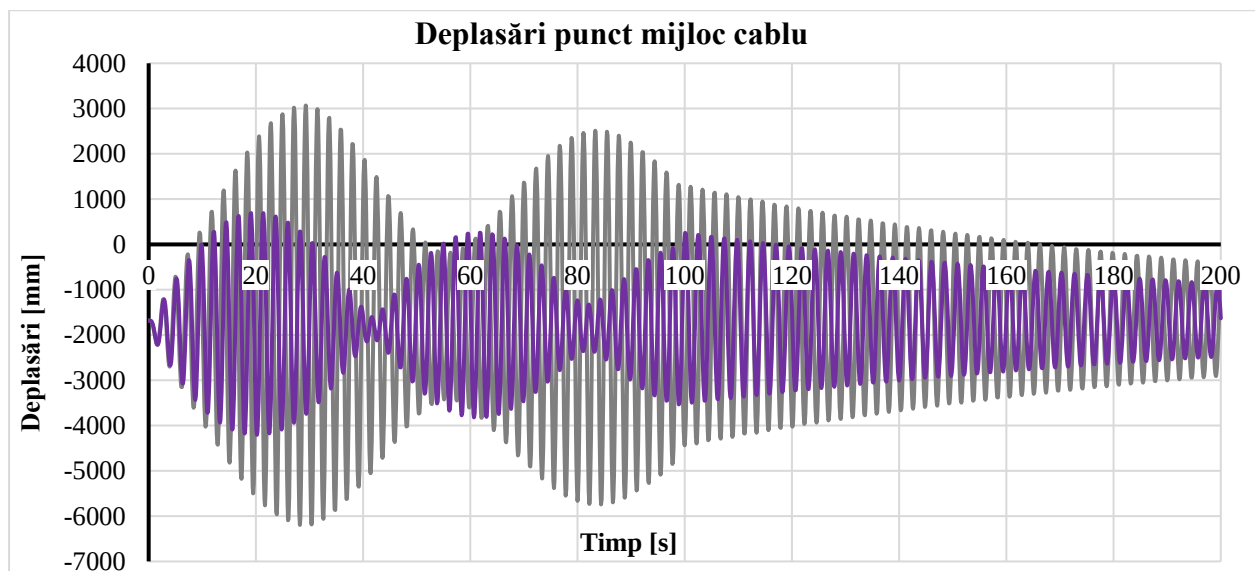


Figura 42 – Variația în timp a deplasării punctului din mijlocul cablului cu mase acordate

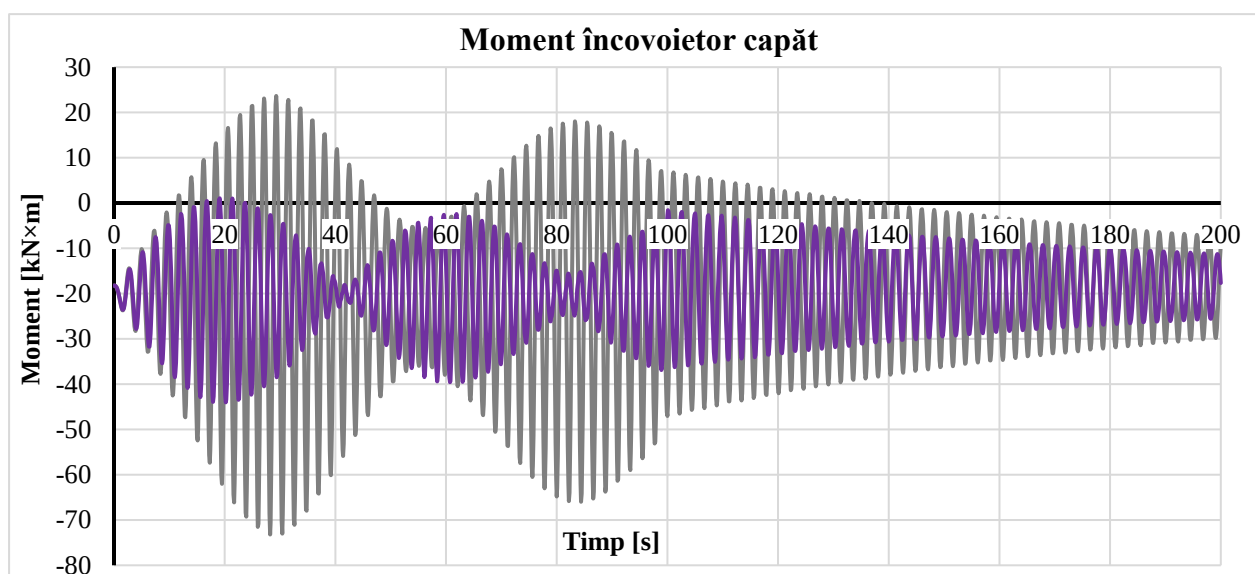


Figura 43 – Variația în timp a momentului încovoietor din ancorajul cablului cu mase acordate

Tabel 2 – Valori maxime/minime parametrii pentru cablu cu mase acordate

Deplasări mijloc cablu			Moment încovoietor ancoraj			Amortizare
Max [mm]	Min [mm]	Amplitudine [mm]	Max [kN × m]	Min [kN × m]	Amplit [kN × m]	%
692.53	-4204.96	4897.50	1.04	-44.01	45.06	0.28%

Analizând cele prezentate mai sus, se poate observa că atât amplitudinile deplasărilor, cât și cele ale momentului încovoietor sunt mult mai mici pe perioada vibrațiilor forțate. Înfăruătorile amplitudinilor maxime descriu cicluri mai scurte și cu valori la jumătate față de cele inițiale. Deși masa totală a sistemului a crescut, perioada acestor cicluri a scăzut la aproximativ 40s. Pe zona vibrațiilor libere se constată un răspuns mai defavorabil al hobanei, amortizarea internă scăzând, din acest motiv ciclurile tinzând să se egaleze spre finalul analizei.

Deși la prima vedere s-ar părea că sistemul este extrem de eficient, trebuie să se țină cont și de faptul că schimbarea perioadei proprii a hobanei a dus la fenomene de rezonanță mai mici, perioada funcției de excitație depărtându-se de cea critică.

III.6. Tirați transversali

În această analiză s-a studiat influența atașării unor tirați transversali între hobane asupra răspunsului dinamic al acestora. Pentru studiu s-a folosit pe lângă cablul inițial, unul paralel cu acesta la o distanță de 10.00m de el, cu lungimea de 280.00m, și un tirant legat între ele la o distanță de 60.00m de capăt opus față de ancorajul studiat. Țelul analizei este acela de a studia modul în care cele 2 cabluri interacționează între ele și își modifică unul altuia răspunsul dinamic.

În continuare sunt prezentate variația în timp a deplasării punctului din mijlocul cablului, respectiv a momentului încovoietor din ancoraje.

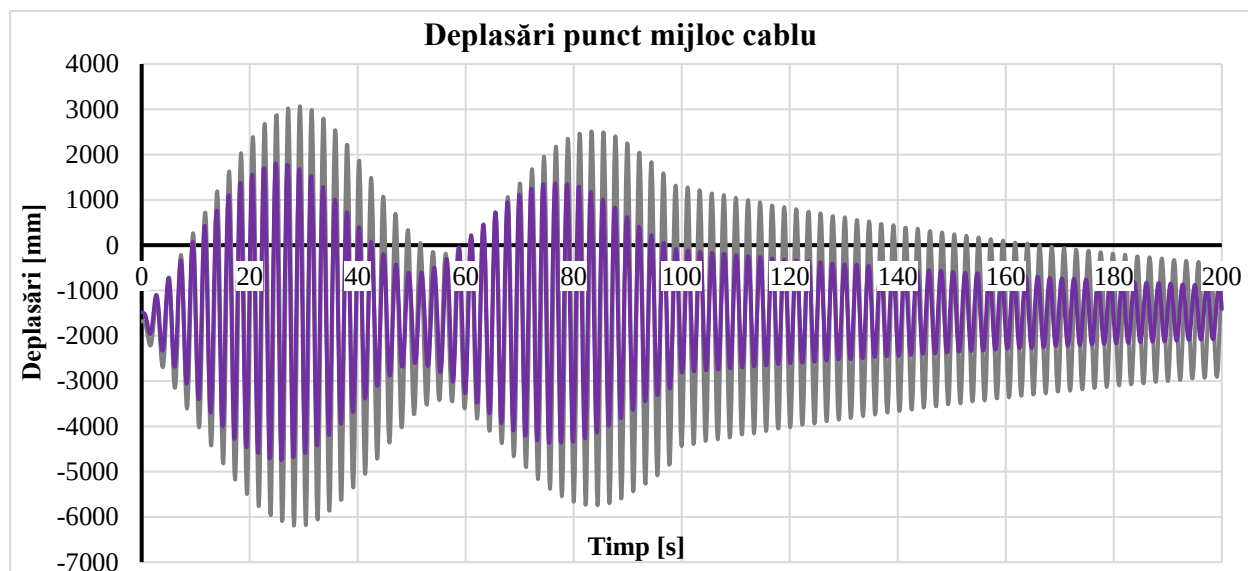


Figura 44 – Variația în timp a deplasării punctului din mijlocul cablului cu tirați transversali

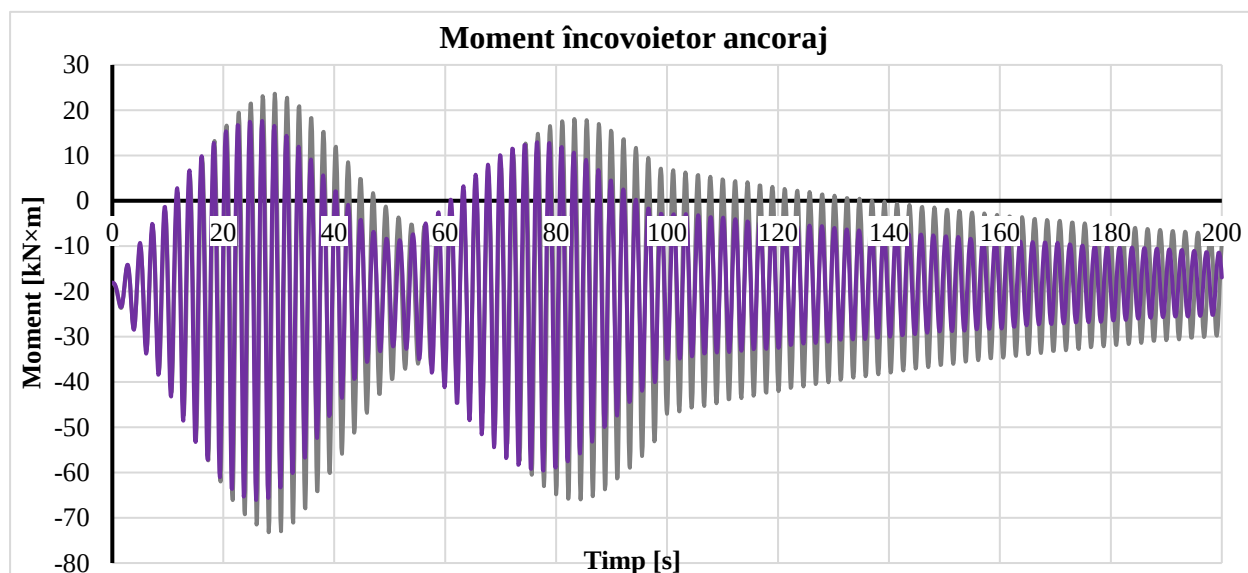


Figura 45 – Variația în timp a momentului încovoietor din ancorajul cablului cu tirați transversali

Tabel 3 – Valori maxime/minime parametrii pentru cablul cu tirant transversal

Deplasări mijloc cablu			Moment încovoietor ancoraj			Amortizare
Max [mm]	Min [mm]	Amplitudine [mm]	Max [kN × m]	Min [kN × m]	Amplit [kN × m]	%
1803.88	-4746.09	6549.97	17.62	-66.07	83.70	0.31

Cablurile au fost considerate ca fiind adiacente și deci au caracteristici dinamice similare, dar totuși destul de diferite pentru a se influența între ele și a nu vibra cuplat.

Analizând datele prezentate anterior, se observă că pe zona vibrațiilor forțate, influența asupra deplasării este mai mare decât cea asupra eforturilor în ancoraj, acestea fiind similare cu rezultatele din analiza cablului liber. Înfășurătoarea amplitudinilor maxime pare să urmeze pantele de urcare/coborâre ale ciclurilor cablului liber, dar cu valori maxime mai mici și perioadă redusă la aproximativ 50s.

Pe zona vibrațiilor libere, ciclurile par să fie la un nivel inferior decât valorile de referință dar acest lucru se datorează unei coincidențe. Excitația exterioră încetează a mai acționa într-un moment de amplitudini mult mai mici față de cazul cablului liber, datorită scurtării ca timp a ciclurilor. Mai mult decât atât, amortizarea este și în acest caz inferioară sistemului inițial.

III.7. Amortizori vâscoși

În această analiză s-a studiat influența atașării unui amortizor vâscos pe hobană asupra răspunsului dinamic al acesteia. Amortizorii vâscoși, ca și cei elastomerici, s-au introdus la un singur capăt al hobanei, la distanța de 4.00m față de acesta (1.13% din lungime). Ca și parametrii de calcul, s-au introdus o rigiditate elastică a fluidului de $k=10000$ kN/m, un exponent al vitezei $\alpha=0.8$, iar pentru coeficientul vâscozității c s-a făcut un studiu parametric cu varierea lui de la 0 la 1500 kN x s/m. Deși în literatura de specialitate există modalități de calcul pentru determinarea coeficientului optim de vâscozitate pentru fiecare mod de vibrație în parte, se consideră că un singur mod de vibrație nu este suficient, impact semnificativ având primele 4-5.

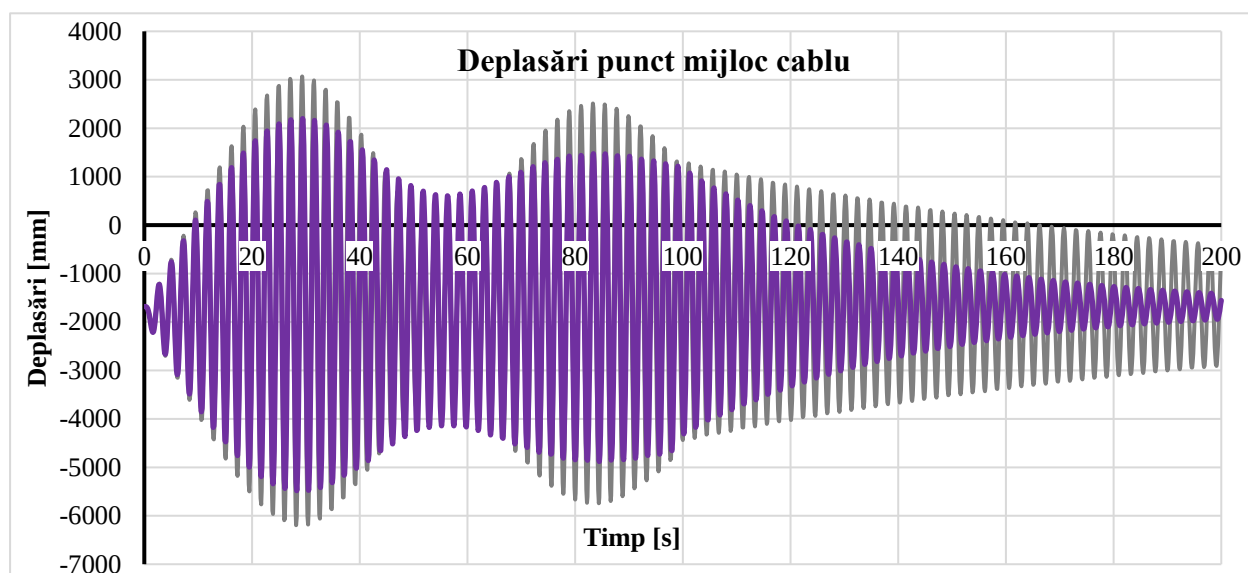
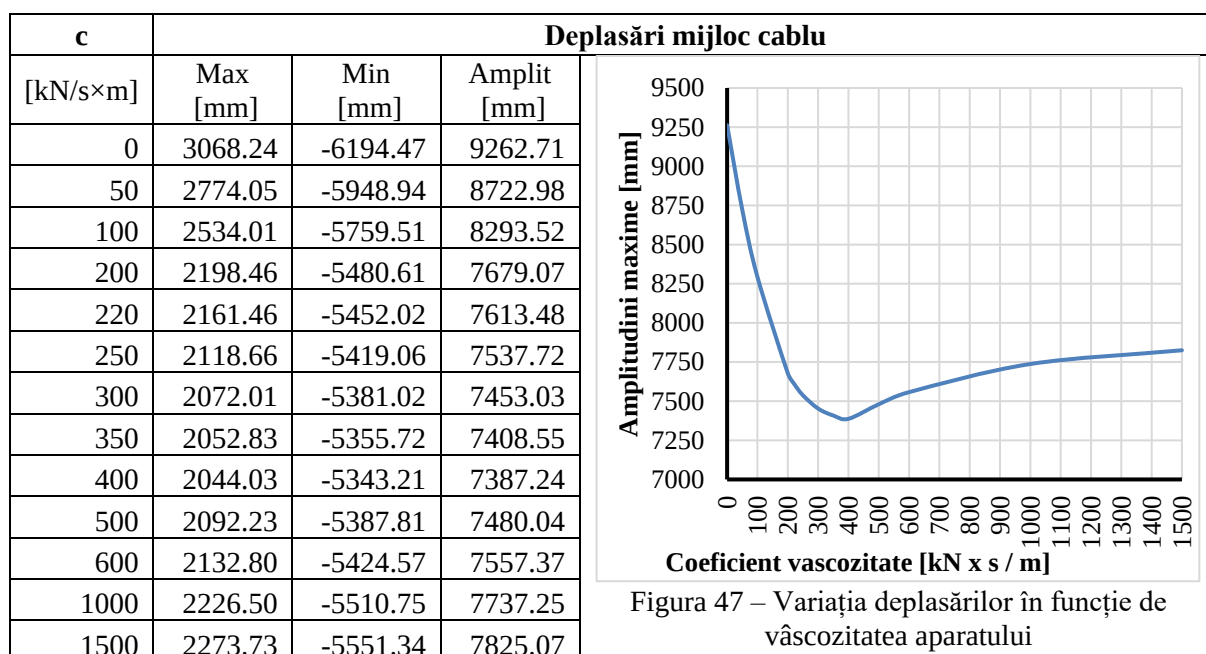


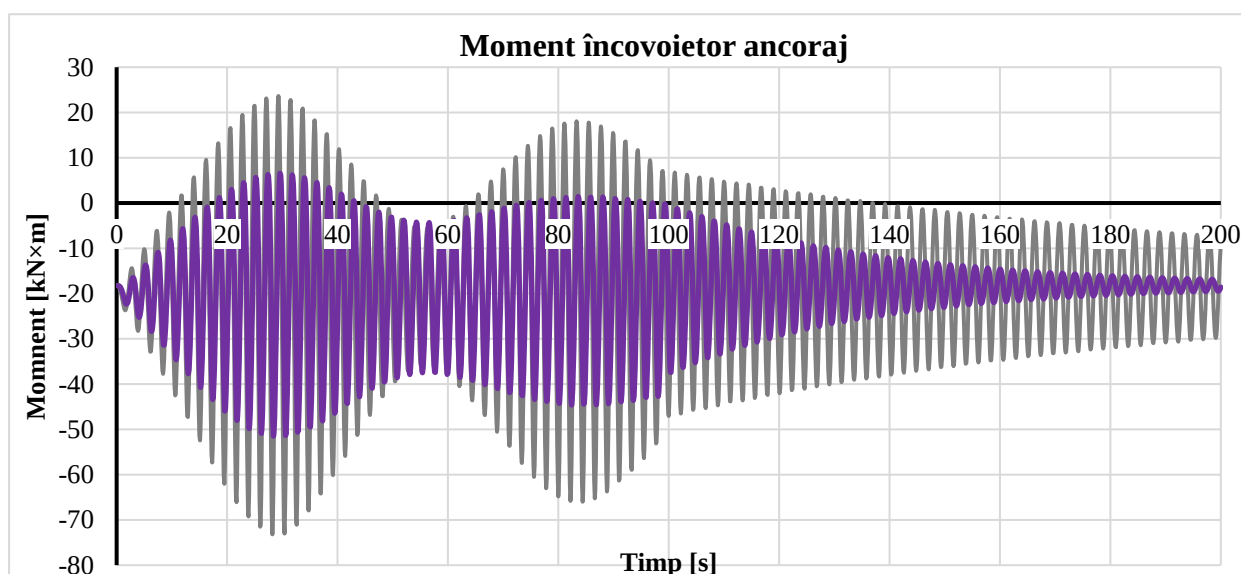
Figura 46 – Variația în timp a deplasării punctului din mijlocul cablului cu amortizor vâscos

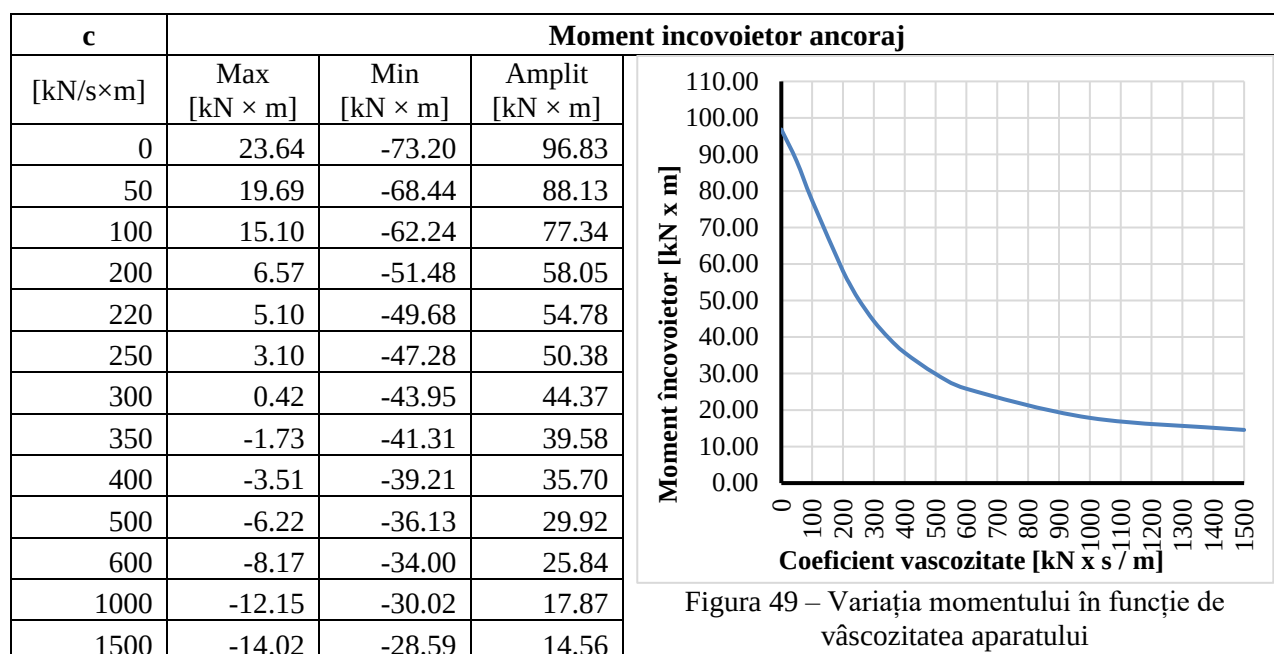
Analizând deformația în timp a punctului din mijlocul cablului, se pot observa mici atenuări ale amplitudinilor în timpul vibrațiilor forțate și o scădere mult mai accentuată a oscilațiilor în zona vibrațiilor libere. Alura este similară cu cea a cablului liber, dar cu un nivel mai scăzut al deformațiilor. Spre finalul analizei, amplitudinile scad chiar sub nivelul de 350mm. În tabelul următor sunt prezentate valorile maxime, respectiv minime ale deplasării mijlocului cablului, precum și amplitudinile oscilațiilor, toate în funcție de coeficienții de vâscozitate aleși.



Analizând rezultatele prezentate mai sus, se poate observa că valoarea optimă a coeficientului de vâscozitate pentru amplitudini cât mai mici se situează în jurul valorii de 400 kN×s/m, căreia îi corespunde o amplitudine maximă de 7387mm.

În continuare se va face o comparație similară în ceea ce privește momentul încovoiator din ancorajul hobanei.





Din cele expuse anterior ar rezulta faptul că momentul în ancoraj scade o dată cu creșterea coeficientului de vâscozitate. Acest lucru se datorează faptului că amortizorul exercită forțe tot mai mari asupra cablului, reducând rotirile acestuia de la capete. Beneficiile aduse de acest fenomen asupra ancorajului, au însă un impact negativ asupra cablului. Din jurul valorii de 600 kN×s/m al parametrului „c” încep să apară forțe în ancoraj de peste 120 kN, care pot degrada cablul, limitând astfel posibilitatea de a crește vâscozitatea peste acest prag. Cu toate acestea, pentru valoarea în discuție s-a obținut un ecart de efort secțional de 25.84 kN×m, cu mult sub valoarea maximă de 96.83 kN×m corespunzătoare cablului liber.

În tabelele și graficele următoare sunt prezentate energia disipată de dispozitiv în diferite etape ale analizei și amortizarea (exprimată în procent din amortizarea critică) întregului sistem.

c [kN/s×m]	Energie disipata			Amortizare
	Vibr fortate [kJ]	Vibr libere [kJ]	Total [kJ]	%
0	0.00	0.00	0.00	0.315%
50	376.35	108.28	484.63	0.543%
100	640.02	143.46	783.48	0.737%
200	803.97	141.18	945.16	0.881%
220	798.63	137.25	935.88	0.881%
250	778.53	131.64	910.17	0.869%
300	727.15	121.78	848.93	0.807%
350	667.86	112.21	780.07	0.762%
400	609.65	103.33	712.98	0.725%
500	507.76	87.90	595.66	0.678%
600	427.94	75.29	503.24	0.618%
1000	248.42	44.23	292.64	0.444%
1500	155.43	27.17	182.60	0.386%

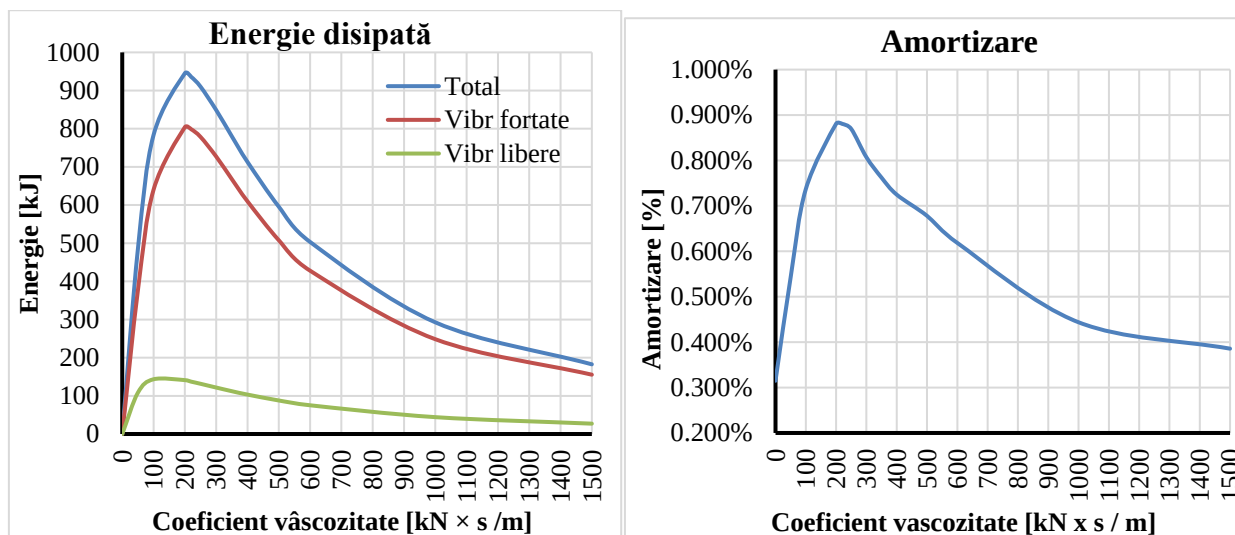


Figura 50 – Energia disipată de aparat și amortizarea în funcție de vâscozitatea acestuia

Analizând datele prezentate mai sus se observă în primul rând un lucru evident, și anume că amortizarea sistemului este direct proporțională cu energia disipată de amortizor, chiar dacă anumite valori ale coeficientului de vâscozitate au dat rezultate mai bune în timpul vibrațiilor forțate și invers pentru altele.

Coeficientul de vâscozitate optim pentru a disiparea energiei este diferit pentru vibrațiile forțate față de vibrațiile libere, iar alura energiei disipate la modificarea lui diferă la cele 2 analize. Se constată totuși că valoarea optimă se situează în jurul valorii de 220 kN×s/m, valoare corespunzătoare și amortizării maxime a sistemului.

Printr-un calcul simplificat s-au identificat coeficienții optimi de amortizare pentru primele 5 moduri de vibrație a cablului, după cum urmează:

Modul	1	2	3	4	5
C [kN×s/m]	308.5	154.25	102.8	77.1	61.7

După cum se poate observa, valoarea optimă pentru acest parametru se situează undeva între cea optimă pentru primul mod, respectiv cel de-al doilea. Acest lucru se datorează influenței pe care o au și modurile superioare asupra comportării cablului.

În ceea ce privește alura eficienței sistemului de amortizare raportată la vâscozitatea aparatului, se constată că, plecând de la valoare nulă, până la atingerea valorii optime există un palier ce creștere bruscă, iar după depășirea acestuia scăderea eficienței este mult mai lină, aproape asimptotică.

Pentru demonstra mai bine principiile de funcționare ale aparatului, în continuare este prezentată curba de histeresis forță-deplasare a amortizorului.

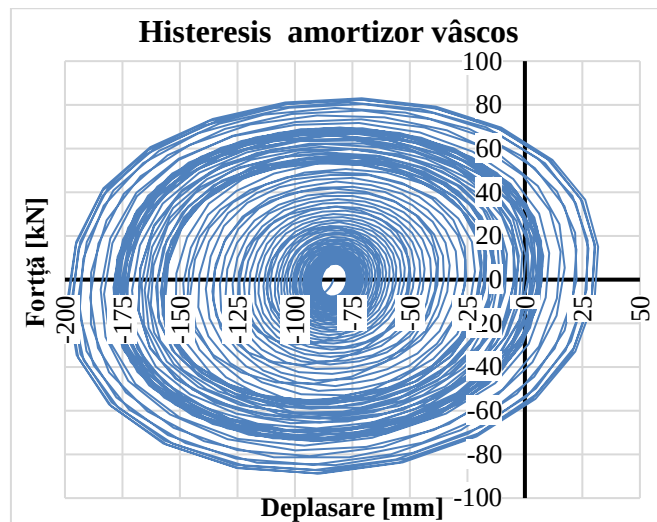


Figura 51 – Curbă forță-deplasare amortizor vâscos

Curba descrisă de aparat este un specifică amortizorilor vâscoși. Datorită exponentului $\alpha=0.8$, se observă elipse concentrice pleoștite cu centrul în valoarea de 0 a forței și -83mm a aparatului, corespunzătoare stării de repaus a cablului. Evident, eficiența aparatului este mai mare o dată cu creșterea deplasărilor, dar spre deosebire de alte mecanisme de disipare a energiei, acesta generează lucru manual și la un nivel scăzut de amplitudini.

III.8. Amortizori elastomerici

În această analiză s-a studiat influența atașării unui amortizor elastomeric pe hobană asupra răspunsului dinamic al acesteia. Amortizorii elastomerici, s-au introdus la un singur capăt al hobanei, la distanța de 4.00m față de acesta (1.13% din lungime). Pentru o mai bună înțelegere a influenței acestora asupra răspunsului dinamic al cablurilor, s-a realizat un studiu parametric cu variația limitei de elasticitate între 10kN și 60kN, respectiv a rigidității la forfecare a elastomerului de 750 kN, 1500 kN, 3000 kN și 5000 kN. Variația raportului dintre rigiditatea elastică și cea postelastă este o caracteristică de material și nu a fost studiată deoarece întotdeauna valori mai mici ale acestui parametru dau eficiență mai mare.

În continuare sunt prezentate variațiile deformației punctului din mijlocul cablului, respectiv a ecartului de moment încovoietor în acnoraj, în funcție de parametrii variați:

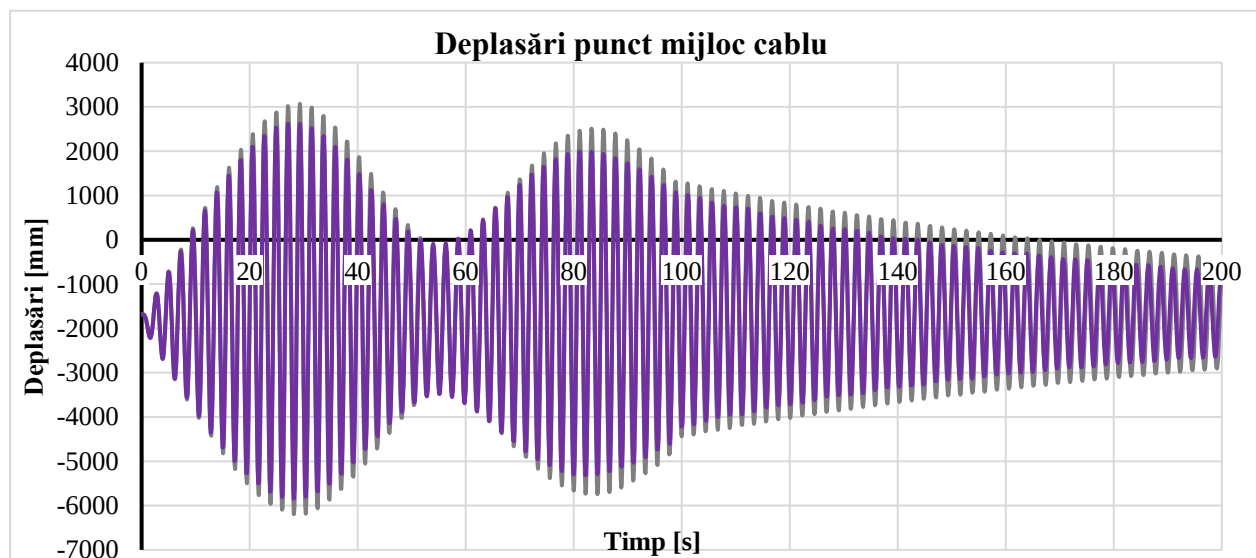
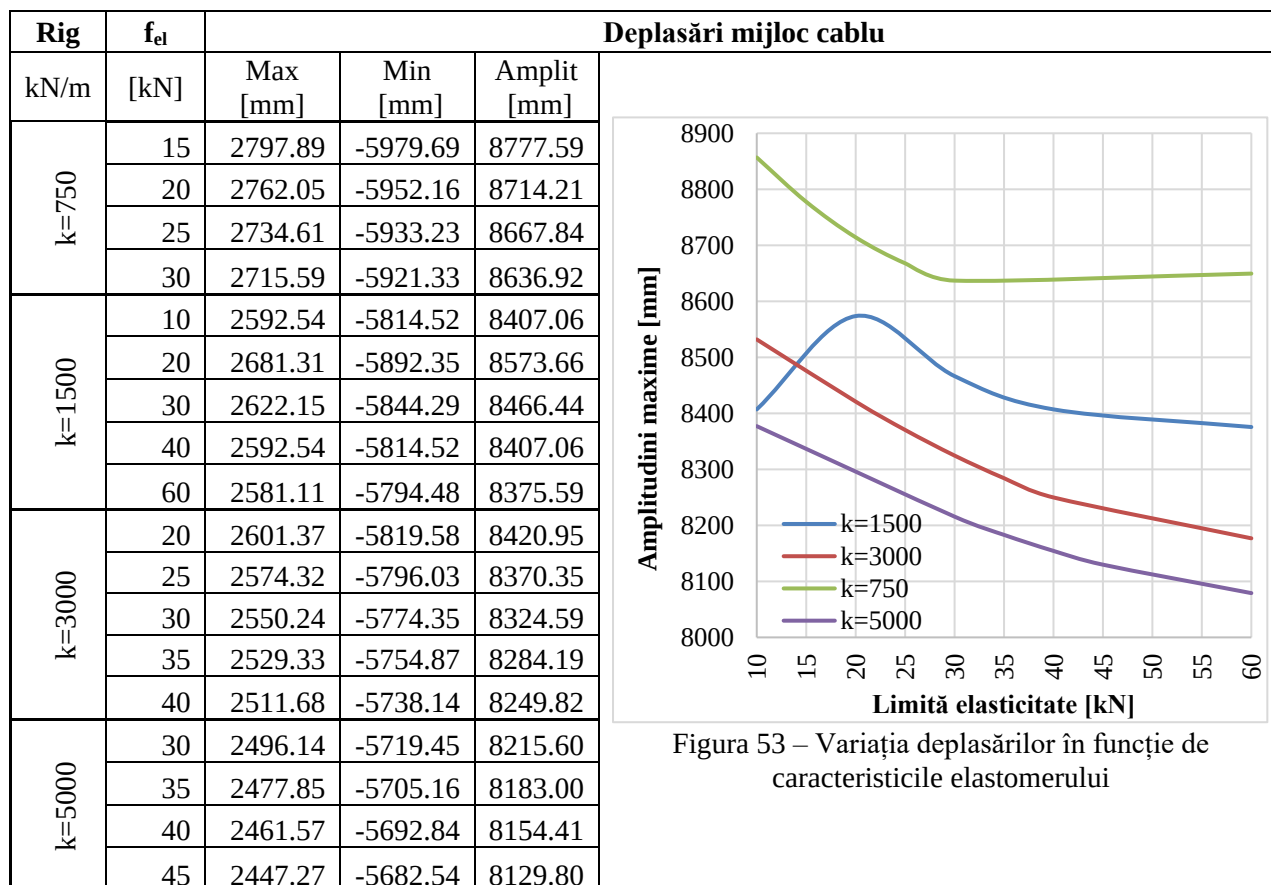
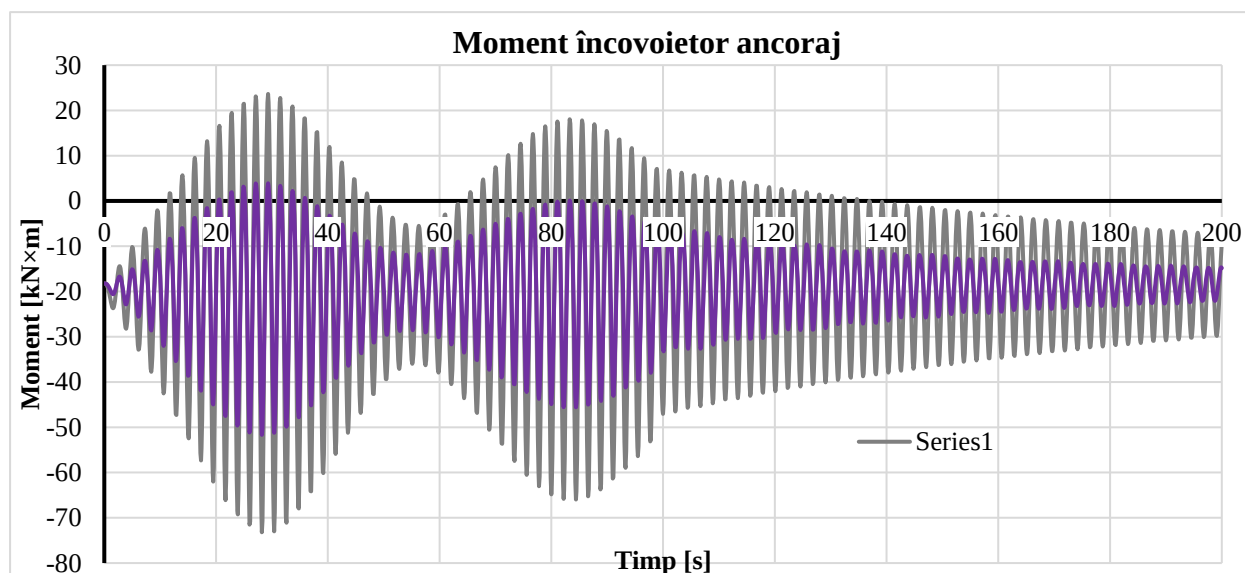


Figura 52 – Variația în timp a deplasării punctului din mijlocul cablului cu amortizor elastomeric



Se poate constata faptul că cele mai mici deplasări corespund cablurilor mai rigide și limitelor de elasticitate mai mari. Valorile maxime ale amplitudinilor din deplasări scad la aproximativ 8650mm, pentru rigiditatea $k=750$ kN/m, 8375mm pentru $k=1500$ kN/m, 8200mm pentru $k=3000$ kN/m, respectiv 8085mm pentru $k=5000$ kN/m.



Rig	f_{el}	Moment încovoietor ancoraj		
kN/m	[kN]	Max [kN × m]	Min [kN × m]	Amplit [kN × m]
k=750	15	11.65	-60.31	71.961
	20	10.66	-59.19	69.85
	25	9.75	-58.17	67.91
	30	8.87	-57.23	66.11
k=1500	10	2.47	-50.08	52.55
	20	5.48	-53.49	58.98
	30	3.90	-51.68	55.57
	40	2.47	-50.08	52.55
	60	0.04	-47.26	47.30
k=3000	20	-0.89	-46.11	45.22
	25	-1.44	-45.44	44.00
	30	-1.99	-44.76	42.77
	35	-2.53	-44.11	41.58
	40	-3.05	-43.47	40.42
k=5000	30	-6.35	-39.39	33.03
	35	-6.71	-38.90	32.18
	40	-7.09	-38.43	31.34
	45	-7.47	-38.01	30.54

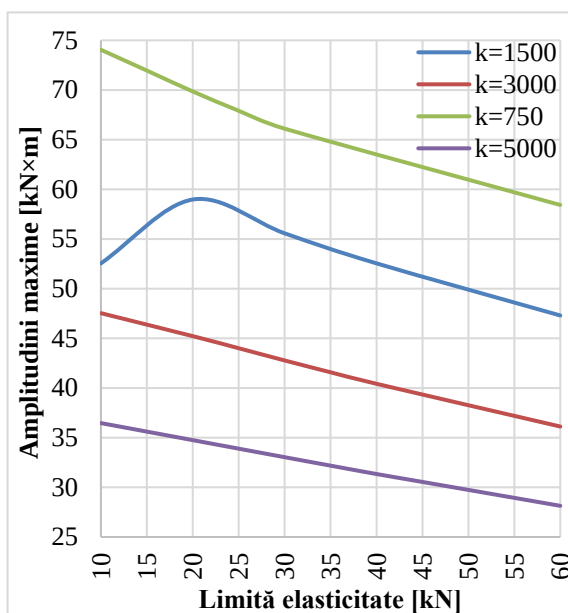


Figura 55 – Variația momentului în funcție de caracteristicile elastomerului

În ceea ce privește momentele încovoietoare din ancoraje, se pot aplica aceleași observații ca și la deplasări, cu cele mai bune rezultate la aparatele mai rigide și cu palier elastic mai mare. Față de valoarea de referință de 91 kN×m, se ajunge la valori de 66 kN×m, 47 kN×m, 36 kN×m, respectiv 28 kN×m. Nu se dorește analizarea unor cazuri cu limită de elasticitate mai mare, deoarece acestea ar duce la forțe prea mari în aparate, care ar da momente încovoietoare inacceptabile în zona prinderii de hobană.

Criteriul cel mai important de performanță pentru aceste aparate este însă cel de amortizare. În continuare sunt prezentate rezultate în ceea ce privește energia disipată de dispozitive și procentul din amortizarea critică atins pe palierul cu vibrații libere.

Rig	f_{el}	Energie disipata			Amortizare
kN/m	[kN]	Vibr fortate [kJ]	Vibr libere [kJ]	Total [kJ]	%
k=750	15	124.81	41.14	165.95	0.411%
	20	140.79	37.20	177.99	0.411%
	25	145.35	30.43	175.78	0.400%
	30	141.16	23.23	164.40	0.386%
k=1500	10	160.61	23.60	184.21	0.393%
	20	140.42	42.89	183.31	0.428%
	30	163.72	35.29	199.00	0.426%
	40	160.61	23.60	184.21	0.393%
	60	115.58	8.35	123.94	0.346%
k=3000	20	113.05	36.10	149.15	0.417%
	25	129.54	35.48	165.02	0.427%
	30	141.21	33.09	174.29	0.431%
	35	148.08	29.60	177.67	0.428%
	40	150.60	25.38	175.98	0.417%
k=5000	30	110.67	26.06	136.73	0.415%
	35	117.91	23.66	141.57	0.417%
	40	122.00	20.65	142.64	0.413%
	45	123.33	17.41	140.75	0.389%

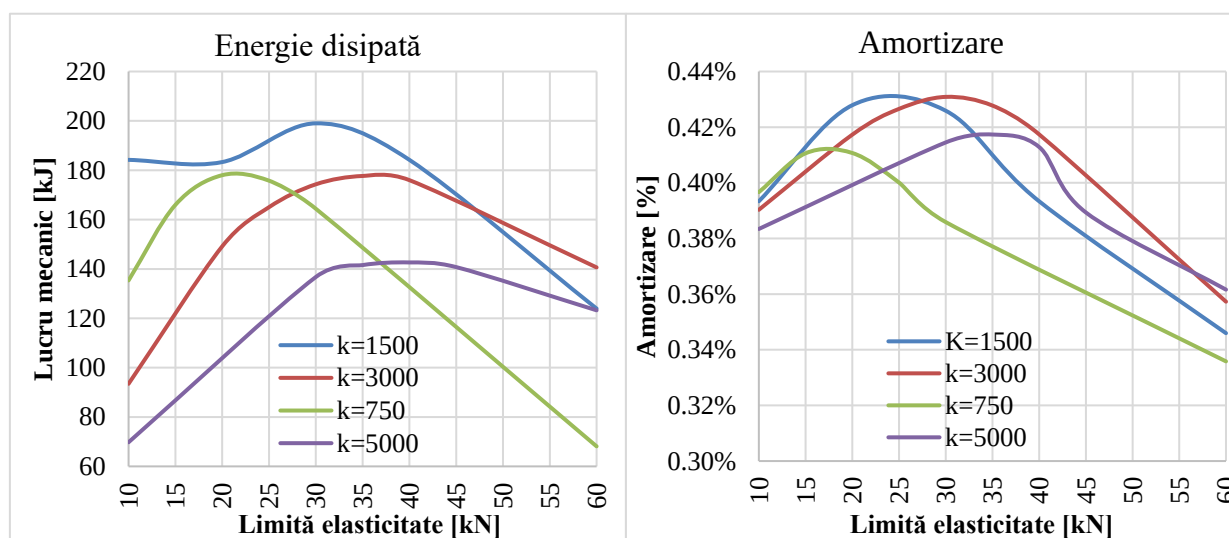


Figura 56 – Variația energiei disipate de aparat și a amortizării sistmeului în funcție de caracteristicile elastomerului

Analizând rezultatele obținute, se observă faptul că nici aparatele cele mai rigide studiate și nici cele mai flexibile nu dau rezultatele cele mai bune. Rezultatele optime s-au obținut pentru aparatul cu rigiditatea $k=1500 \text{ kN}\times\text{m}$ și limită de elasticitate de 20 kN căruia îi corespunde o energie totală disipată de 200kN și o amortizare de 0.428%, respectiv cel cu $k=3000 \text{ kN}\times\text{m}$ și palier elastic până la 30 kN cu o energie totală disipată de 178 kN×m și o amortizare de 0.431%.

Pentru o mai bună înțelegere a modului de funcționare a acestui tip de dispozitiv, în continuare este prezentată curba de histeresis forță-deplasare pentru aparatul optim.

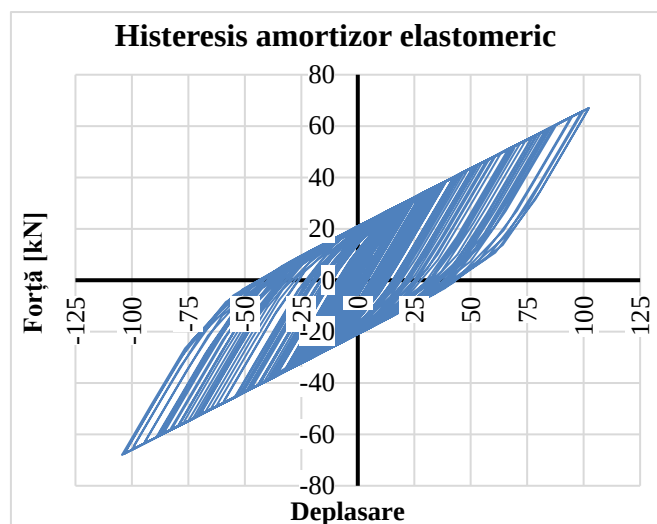


Figura 57 – Curbă forță-deplasare în amortizorul elastomeric

Zona de eficiență a acestui mecanism de disipare a energiei nu este la fel de strictă ca în cazul amortizorilor vâscoși, având o plajă mai mare de parametri cu rezultate bune. Cu toate acestea, trebuie ținut seama și de faptul că eficiența celor vâscoși este de cel puțin 2 ori mai mare din toate punctele de vedere prin comparație cu cei elastomerici.

IV. CONCLUZII

Toate sistemele de atenuare a vibrațiilor reduc într-o oarecare măsură efectele dăunătoare asupra hobanelor podurilor și a elementelor lor, cu condiția ca acestea să fie corect calculate. O dimensionare eronată poate face ca implementarea acestor aparate să nu aibă nici un efect sau chiar să dăuneze structurii.

Atașarea pe hobană a maselor acordate a dus la reducerea la jumătate a amplitudinilor vibrațiilor forțate, atât în ceea ce privește deplasările, cât și eforturile în ancoraje, dar nu a avut nici o influență notabilă asupra amortizării. Această metodă se poate folosi cu succes atunci când se cunoaște exact perioada critică care se dorește a se evita. Datorită incertitudinii legată de diferitele fenomene externe care induc oscilații în cabluri, această metodă este dificil de aplicat, în special în cazul hobanelor mai lungi de peste 300m. Cercetările recente în materie de mase acordate cu componentă vâscoasă sau de frecare propun prototipuri noi care s-ar putea însă dovedi o soluție foarte eficientă pentru orice tip de cablu.

Atașarea tiranților transversali a scos în evidență reducerea în termeni de deformații cu aproximativ 30% și de eforturi în ancoraje cu doar 15%, fără a avea vreun impact asupra amortizării sistemului. Pentru un răspuns mai favorabil al cablului este necesară legarea între ele a mai multor hobane, fiecare cu caracteristici dinamice diferite. În plus, pentru reducerea eforturilor în ancoraje, este necesară introducerea de tiranți în proximitatea fiecărei rezemări a hobanei, întrucât impactul tirantului asupra capătului opus a reieșit a fi nesemnificativ.

Atașarea pe hobană a amortizorilor vâscoși s-a dovedit a fi cea mai eficientă dintre situațiile studiate, ducând la scăderea amplitudinilor maxime cu aproximativ 20%, scăderea ecarturilor de eforturi în ancoraje cu până la 73% și creșterea amortizării cablului de aproape 3 ori. Se menționează că aceste performanțe au fost atinse la diferiți coeficienți de vâscozitate pentru fiecare în parte. Se recomandă favorizarea amortizării maxime în detrimentul celorlalte criterii de performanță. Determinarea vâscozității optime trebuie realizată prin analize speciale pentru fiecare hobană parte, formulele simplificate axate pe moduri de vibrații țintă fiind insuficiente.

Atașarea pe hobană a amortizorilor elastomerici a redus deplasările maxime cu aproximativ 13%, a scăzut eforturile cu până la 44% și a crescut amortizarea sistemului cu 48%. Cu toate acestea, performanța acestui sistem pentru hobana analizată este destul de redusă. În condiții defavorabile din punctul de vedere al vibrațiilor, eficiența este estimată a fi acceptabilă pentru cabluri de până la 200-250m.

Practica la nivel internațional de proiectare a podurilor hobanate recomandă pentru stabilitatea la vibrații a cablurilor ca numărul Scruton să aibă o valoare de minim 10, careia îi corespunde, pentru secțiunea de hobană adoptată, un procent minim din amortizarea critică de 0.6%. În situațiile de proiectare propuse, numai amortizorii vâscoși au reușit să satisfacă acest criteriu de siguranță. Acest rezultat însă nu exclude posibilitatea de a adopta și alte tipuri de sisteme în cazul altor hobane.

Criteriile de performanță dar și de siguranță impuse inginerilor în ziua de azi pentru structurile de poduri cu deschideri mari și foarte mari impun implementarea unor dispozitive de atenuare a vibrațiilor asupra cablurilor podurilor cu hobane. Acestea reduc mult costurile de întreținere și cresc durata de viață a structurii.

BIBLIOGRAFIE

- [1]Walter Podolny, Jr., Ph. D. and John B. Scalzi, Sc. D. – *Construction and Design of Cable-Stayed Bridges* Second Edition, John Wiley & Sons, New York 1986
- [2]Rene Walther, B Houriet – *Cable stayed bridges*, Thomas Telford Publishing, Londra 1999
- [3]Niels J. Gimsing, Christos T. Georgakis – *Cable Supported Bridges, concept and design*, John Wiley & Sons, New York 1997
- [4]Y. L. Xu, L. Y. Wang – *Analytical study of wind-rain induced cable vibration: SDOF model*, Journal of Wind Engineering, Hong Kong, 2003
- [5]Masaru Matsumoto – *Review of Bridge Cable Vibrations in Japan*, Kyoto University, 2006
- [6]Marius Giuclea, Tudor Sireteanu, Danut Stanicioiu, Charles W. Stammers – *Modelling of magnetorheological damper dynamic behaviour by genetic algorithms based inverse method*, București, 2004
- [7]W. J. Wu, C. S. Cai, S. R. Chen – *Experiments on reduction of cable vibration using MR dampers*, Delaware, DE
- [8]Marcin Maslanka, Bogdan Sapinski – *Experimental study of vibration control of a cable with an attached MR damper*, Varșovia, 2007
- [9]F. Naeim, J. M. Kelly – *Design of Seismic Isolated Structures: From Theory to Practice*, John Wiley & Sons, New York 1999
- [10]Eth Zurich – *Mitigation of stay cable vibrations with magnetorheological dampers*, Zurich, 2010
- [11]Joseph A. Main – *Modelling the vibrations of a stay cable with attached damper*, Baltimore, 2002
- [12]X. Y. Wang, Y. Q. Ni, J. M. Ko, Z. Q. Chen – *Optimal design of viscous dampers for multi-mode vibration control of bridge cables*, Hong Kong, 2004
- [13]Habib Tabatabai, Armin B. Mehrabi – *Vibration supression measures for stay cables*, Illinois, 2003
- [14]Erik A. Johnson, B. F. Spencer, Yozo Fujino – *Semiactive damping of stay cables*, ASCE 2007
- [14] Cataloage și lucrări Maurer Sohne
- [15] Cataloage și lucrări Freyssinet
- [16] www.wikipedia.org