



UNIVERSITATEA “EFTIMIE MURGU” DIN REȘIȚA
Facultatea de Inginerie și Management
Departamentul Școala Doctorală de Inginerie

Decizie Senat nr. **XXX** din **ZZ.LL.**2017

TEZĂ DE DOCTORAT

Cercetări privind identificarea defectelor la structuri sudate prin metode globale de control

Contribution to researches regarding assessment of damages in weld structures by global methods

Autor: Ing. **Codrin-Nistor** NIȚESCU

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte:	Prof.univ.dr.ing. Dorian NEDELCU	de la Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Conducător de doctorat:	Prof.univ.dr.ing. Gilbert-Rainer GILLICH	de la Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Referent:	Prof.univ.dr.ing. Polidor BRATU	de la Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați
Referent:	Prof.univ.dr.ing. Sorin VLASE	de la Universitatea Transilvania din Brașov
Referent:	Prof.univ.dr.ing. Nicolae-Doru STĂNESCU	de la Universitatea din Pitești

REȘIȚA 2017

CUVÂNT ÎNAINTE

Teza de doctorat „Cercetări privind identificarea defectelor la structuri sudate prin metode globale de control” a avut ca obiectiv să aducă contribuții în sfera științei și a practicii ingineresti în domeniul identificării defectelor în structuri sudate prin analiza multimodală a răspunsului la excitații impulsive.

Pe parcursul derulării cercetărilor am avut sprijinul competent și permanent al colectivului Școlii Doctorale a Facultății de Inginerie și Management, precum și cel a numeroși specialiști din afara universității. În primul rând doresc să aduc mulțumiri conducătorului științific, domnului Prof.univ.dr.ing. Gilbert-Rainer GILLICH pentru colaborarea și sprijinul acordat pe întreg parcursul studiilor doctorale. Tot din cadrul Universității „Eftimie Murgu” din Reșița vreau să aduc mulțumiri pentru suportul acordat membrilor comisiei de îndrumare, și anume domnilor Prof.univ.dr.ing. Dorian NEDELCU, Ș.l.dr.ing.habil. Zoltan Iosif KORKA și Dr.ing.habil. Zeno Iosif PRAISACH.

Mulțumesc domnilor, Prof.univ.dr.ing. Polidor BRATU de la Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați, Prof.univ.dr.ing. Sorin VLASE de la Universitatea Transilvania din Brașov și Prof.univ.dr.ing. Nicolae-Doru STĂNESCU de la Universitatea din Pitești, care în calitate de referenți, prin sugestiile și observațiile competente, au dus la îmbunătățirea conținutului acestei teze de doctorat.

Nu în ultimul rând vreau să mulțumesc familiei mele pentru răbdarea, înțelegerea și susținerea morală manifestată pe toată perioada stagiului doctoral, mulțumiri tuturor celor care în diferite momente și prin diferite modalități m-au îndrumat, sprijinit și susținut pe parcursul elaborării tezei de doctorat.

Reșița, 27 septembrie 2017

Autorul

CUPRINS

LISTĂ TABELE	5
LISTĂ FIGURI	8
LISTĂ NOTĂȚII	11
OPORTUNITATEA, OBIECTIVELE ȘI CONȚINUTUL TEZEI	13
1. STADIUL ACTUAL PRIVIND ASAMBLĂRILE SUDATE	19
1.1. Generalități.....	19
1.2. Caracteristici geometrice ale îmbinărilor sudate.....	25
1.3. Defectele îmbinărilor sudate	29
1.3.1. Fisuri și crăpături	30
1.3.2. Pori și sufluri.....	32
1.3.3. Incluziuni	32
1.3.4. Lipsa de pătrundere	33
1.3.5. Lipsa de topire.....	33
1.4. Metode de control	34
1.4.1. Metode locale de control	34
1.4.2. Metode globale de control	35
1.5. Sistematizare clasificare defecte și efectul lor asupra comportamentului dinamic	45
1.6. Concluzii și contribuții personale.....	48
2. DETERMINAREA PARAMETRIILOR MODALI AL STRUCTURILOR ASAMBLATE PRIN SUDARE.....	50
2.1. Vibrațiile elementelor structurale.....	50
2.1.1. Bară încastrată la ambele capete	51
2.1.2. Bară articulată la ambele capete	54
2.1.3. Bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt	57
2.1.4. Bară articulată la un capăt și liberă la celălalt	59
2.2. Influența unei mase adiționale asupra frecvențelor naturale și a formelor naturale de vibrație transversală ale grinzilor.....	61
2.2.1. Sistem de bare încastrate la un capăt și sudate la celălalt.....	61
2.2.2. Sistem de bare articulate la un capăt și sudate la celălalt	65
2.2.3. Sistem de bare încastrat-articulat la capete și sudate la celălalt	68
2.2.4. Sistem de bare articulat-liber la capete și sudate la celălalt	71
2.3. Influența modificării locale a caracteristicilor mecanice asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii ale grinzilor.....	73
2.3.1. Sistem de bare sudate încastrate la capete și articulate la capete.....	76
2.3.2. Sistem de bare sudate încastrat-articulat la capete și articulat-liber la capete.....	83
2.4. Efectul defectelor de sudare asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii ale grinzilor.....	88
2.4.1. Efectul lipsei de pătrundere cu peretele lateral al materialului de bază	89
2.4.2. Efectul lipsei de pătrundere la rădăcina sudurii.....	90
2.5. Concluzii și contribuții personale.....	108

3. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND MODIFICAREA FRECVENȚELOR NATURALE ASUPRA ASAMBLĂRIILOR SUDATE	110
3.1. Generalități.....	110
3.2. Descrierea standului de încercări	110
3.3. Programul de teste.....	114
3.4. Rezultate măsurători.....	118
3.5. Interpretarea rezultatelor.....	124
3.6. Concluzii și contribuții personale.....	141
4. CONCLUZII. CONTRIBUȚII PERSONALE. DISEMINAREA REZULTATELOR CERCETĂRII	143
BIBLIOGRAFIE	148

LISTĂ TABELE

Tabel 1.1.1. Tipuri de suduri, reprezentare simplificată și simbolizare	21
Tabel 1.1.2. Tipuri de combinații de suduri.....	22
Tabel 1.1.3. Simboluri suplimentare	22
 Tabel 1.2.1. Dimensiuni pentru rostul de sudură	27
 Tabel 1.3.1. Clasificare defecte după grupă.....	30
Tabel 1.3.2. Denumire și indexare defecte	30
 Tabel 2.1.1. Numere de undă și frecvențe naturale, bară încastrată la ambele capete	53
Tabel 2.1.2. Numere de undă și frecvențe naturale. bară articulată la ambele capete.....	55
Tabel 2.1.3. Numere de undă și frecvențe naturale, bară încastrat-articulată.....	58
Tabel 2.1.4. Numere de undă adimensionale și frecvențe naturale, bară articulat-liber	60
 Tabel 2.2.1. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrată la capete, $L_1=0,5$	63
Tabel 2.2.2. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrată la capete, $L_1=0,4$	64
Tabel 2.2.3. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrată la capete, $L_1=0,3$	64
Tabel 2.2.4. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrată la capete, $L_1=0,2$	64
Tabel 2.2.5. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrată la capete, $L_1=0,1$	65
Tabel 2.2.6. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată la capete, $L_1=0,5$	66
Tabel 2.2.7. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată la capete, $L_1=0,4$	66
Tabel 2.2.8. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată la capete, $L_1=0,3$	67
Tabel 2.2.9. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată la capete, $L_1=0,2$	67
Tabel 2.2.10. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată la capete, $L_1=0,1$	67
Tabel 2.2.11. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrat-articulată la capete, $L_1=0,5$	69
Tabel 2.2.12. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrat-articulată la capete, $L_1=0,4$	69
Tabel 2.2.13. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrat-articulată la capete, $L_1=0,3$	70
Tabel 2.2.14. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrat-articulată la capete, $L_1=0,2$	70
Tabel 2.2.15. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrat-articulată la capete, $L_1=0,1$	70
Tabel 2.2.16. Frecvențe naturale, bara sudată și articulat-liber la capete, $L_1=0,5$	72
Tabel 2.2.17. Frecvențe naturale, bara sudată și articulat-liber la capete, $L_1=0,4$	72
Tabel 2.2.18. Frecvențe naturale, bara sudată și articulat-liber la capete, $L_1=0,3$	72
Tabel 2.2.19. Frecvențe naturale, bara sudată și articulat-liber la capete, $L_1=0,2$	73
Tabel 2.2.20. Frecvențe naturale, bara sudată și articulat-liber la capete, $L_1=0,1$	73
 Tabel 2.3.1. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,5$, m_{cs1}	79
Tabel 2.3.2. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,5$, m_{cs2}	79
Tabel 2.3.3. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,4$, m_{cs1}	79
Tabel 2.3. 4. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,4$, m_{cs2}	79
Tabel 2.3.5. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,3$, m_{cs1}	80
Tabel 2.3.6. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,3$, m_{cs2}	80
Tabel 2.3.7. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,2$, m_{cs1}	80
Tabel 2.3.8. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,2$, m_{cs2}	80
Tabel 2.3.9. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,1$, m_{cs1}	81
Tabel 2.3.10. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,1$, m_{cs2}	81
Tabel 2.3.11. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,5$, m_{cs1}	83
Tabel 2.3.12. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,5$, m_{cs2}	83

Tabel 2.3.13. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,4$, m_{cs1}	84
Tabel 2.3.14. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,4$, m_{cs2}	84
Tabel 2.3.15. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,3$, m_{cs1}	84
Tabel 2.3.16. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,3$, m_{cs2}	84
Tabel 2.3.17. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,2$, m_{cs1}	85
Tabel 2.3.18. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,2$, m_{cs2}	85
Tabel 2.3.19. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,1$, m_{cs1}	85
Tabel 2.3.20. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,1$, m_{cs2}	85
Tabel 2.4.1. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,5m$, m_{cs1}	92
Tabel 2.4.2. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,5m$, m_{cs2}	92
Tabel 2.4.3. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs1}	93
Tabel 2.4.4. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs2}	93
Tabel 2.4.5. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs1}	93
Tabel 2.4.6. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs2}	93
Tabel 2.4.7. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs1}	94
Tabel 2.4.8. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs2}	94
Tabel 2.4.9. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs1}	94
Tabel 2.4.10. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs2}	94
Tabel 2.4.11. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,5m$, m_{cs1}	96
Tabel 2.4.12. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,5m$, m_{cs2}	96
Tabel 2.4.13. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs1}	96
Tabel 2.4.14. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs2}	97
Tabel 2.4.15. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs1}	97
Tabel 2.4.16. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs2}	97
Tabel 2.4.17. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs1}	97
Tabel 2.4.18. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs2}	98
Tabel 2.4.19. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs1}	98
Tabel 2.4.20. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs2}	98
Tabel 2.4.21. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,5m$, m_{cs1}	100
Tabel 2.4.22. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,5m$, m_{cs2}	100
Tabel 2.4.23. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs1}	100
Tabel 2.4.24. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs2}	100
Tabel 2.4.25. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs1}	101
Tabel 2.4.26. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs2}	101
Tabel 2.4.27. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs1}	101
Tabel 2.4.28. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs2}	101
Tabel 2.4.29. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs1}	102
Tabel 2.4.30. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs2}	102
Tabel 2.4.31. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,5m$, m_{cs1}	103
Tabel 2.4.32. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,5m$, m_{cs2}	104
Tabel 2.4.33. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs1}	104
Tabel 2.4.34. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs2}	104
Tabel 2.4.35. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs1}	104
Tabel 2.4.36. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs2}	105
Tabel 2.4.37. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs1}	105
Tabel 2.4.38. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs2}	105
Tabel 2.4.39. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs1}	105
Tabel 2.4.40. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs2}	106

Tabel 3.4.1. Măsurători frecvențe naturale bara intactă	119
Tabel 3.4.2. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect $L=0,5$	119
Tabel 3.4.3. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect $L=0,4$	119
Tabel 3.4.4. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect $L=0,3$	120
Tabel 3.4.5. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect $L=0,2$	120
Tabel 3.4.6. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect $L=0,1$	120
Tabel 3.4.7. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect reparat $L=0,5$	121
Tabel 3.4.8. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect reparat $L=0,4$	121
Tabel 3.4.9. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect reparat $L=0,3$	121
Tabel 3.4.10. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect reparat $L=0,2$	122
Tabel 3.4.11. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect reparat $L=0,1$	122
Tabel 3.4.12. Măsurători frecvențe naturale bara sudată prelucrată $L=0,5$	122
Tabel 3.4.13. Măsurători frecvențe naturale bara sudată prelucrată $L=0,4$	123
Tabel 3.4.14. Măsurători frecvențe naturale bara sudată prelucrată $L=0,3$	123
Tabel 3.4.15. Măsurători frecvențe naturale bara sudată prelucrată $L=0,2$	123
Tabel 3.4.16. Măsurători frecvențe naturale bara sudată prelucrată $L=0,1$	124
Tabel 3.5.1. Comparăție bara cu defect cu bara sudată prelucrată $L=0,5$	126
Tabel 3.5.2. Comparăție bara cu defect cu bara sudată prelucrată $L=0,4$	126
Tabel 3.5.3. Comparăție bara cu defect cu bara sudată prelucrată $L=0,3$	126
Tabel 3.5.4. Comparăție bara cu defect cu bara sudată prelucrată $L=0,2$	126
Tabel 3.5.5. Comparăție bara cu defect cu bara sudată prelucrată $L=0,1$	127
Tabel 3.5.6. Comparăție bara reparată cu bara sudată prelucrată $L=0,5$	129
Tabel 3.5.7. Comparăție bara reparată cu bara sudată prelucrată $L=0,4$	129
Tabel 3.5.8. Comparăție bara reparată cu bara sudată prelucrată $L=0,3$	129
Tabel 3.5.9. Comparăție bara reparată cu bara sudată prelucrată $L=0,2$	129
Tabel 3.5.10. Comparăție bara reparată cu bara sudată prelucrată $L=0,1$	130
Tabel 3.5.11. Comparăție bara sudată prelucrată cu bara intactă $L=0,5$	132
Tabel 3.5.12. Comparăție bara sudată prelucrată cu bara intactă $L=0,4$	132
Tabel 3.5.13. Comparăție bara sudată prelucrată cu bara intactă $L=0,3$	132
Tabel 3.5.14. Comparăție bara sudată prelucrată cu bara intactă $L=0,2$	132
Tabel 3.5.15. Comparăție bara sudată prelucrată cu bara intactă $L=0,1$	133

LISTĂ FIGURI

Figura 1.1.1. Clasificare procedee de sudare	20
Figura 1.1.2. Poziția de execuție a sudării	23
Figura 1.2.1. Influența parametrilor tehnologici primari	25
Figura 1.2.2. Elementele rostului de sudare.....	26
Figura 1.2.3. Elementele geometrice ale unei îmbinări sudate	28
Figura 1.2.4. Tensiuni de ordinul I.....	28
Figura 1.2.5. Diagrama σ - ϵ pentru asamblare sudată.....	29
Figura 1.3.1. Fisuri longitudinale, transversale, radiale	31
Figura 1.3.2. Efectul tensiunilor de contracție	31
Figura 1.3.3. Pori și sulfuri	32
Figura 1.3.4. Incluziuni.....	32
Figura 1.3.5. Lipsa de pătrundere.....	33
Figura 1.3.6. Lipsa de topire	33
Figura 1.4.1. Principiul examinării nedistructive a structurii	34
Figura 1.5.1. Cordon sudură.....	47
Figura 1.5.2. Regiuni în ZIT la sudarea cu două și trei treceri	48
Figura 2.1.1. Bară încastrată la ambele capete.....	51
Figura 2.1.2. Primele 10 (zece) moduri de vibrație pentru bara încastrată la ambele capete	53
Figura 2.1.3. Bară articulată la ambele capete	54
Figura 2.1.4. Primele 10 (zece) moduri de vibrație pentru bara articulată la ambele capete.....	56
Figura 2.1.5. Bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt	57
Figura 2.1.6. Primele 10 (zece) moduri de vibrație pentru bara încastrat - articulată.....	58
Figura 2.1.7. Bară articulată la un capăt și liberă la celălalt	59
Figura 2.1.8. Primele 10 (zece) moduri de vibrație pentru bara articulat-liber.....	60
Figura 2.2.1. Evidențiere cordon sudură într-o structură sudată	61
Figura 2.2.2. Sistem de bare încastrate la un capăt și sudate la celălalt	62
Figura 2.2.3. Sistem de bare articulate la un capăt și sudate la celălalt.....	65
Figura 2.2.4. Sistem de bare încastrat-articulat la capete și sudate la celălalt	68
Figura 2.2.5. Sistem de bare articulat-liber la capete și sudate la celălalt	71
Figura 2.3.1. Elemente geometrice, caracteristici mecanice și structura unei îmbinări sudate	74
Figura 2.3.2. Structura zonei influențate termic și legătura cu diagrama FeC.....	75
Figura 2.3.3. Model structură sudată pentru analiză modală	77
Figura 2.3.4. Modelare tridimensională și discretizare structură sudată	78
Figura 2.3.5. Primele 6 (șase) moduri de vibrație	78
Figura 2.3.6. Abateri procentuale frecvențe naturale obținute prin metoda analitică și MEF.....	82
Figura 2.3.7. Primele 6 (șase) moduri de vibrație	86
Figura 2.3.8. Abateri procentuale frecvențe naturale obținute prin metoda analitică și MEF.....	87
Figura 2.4.1. Defecte de sudare.....	88

Figura 2.4.2. Model și defecte apărute datorită lipsei de pătrundere	89
Figura 2.4.3. Model structură sudată cu lipsă de pătrundere la rădăcina sudurii	90
Figura 2.4.4. Abateri frecvențe naturale bară încastrată la ambele capete cu defect a_1 și a_2	96
Figura 2.4.5. Abateri frecvențe naturale bară articulată la ambele capete cu defect a_1 și a_2	99
Figura 2.4.6. Abateri frecvențe naturale bară încastrat-articulată cu defect a_1 și a_2	103
Figura 2.4.7. Abateri frecvențe naturale bară articulată-liber cu defect a_1 și a_2	107
Figura 3.2.1. Prezentare generală stand de teste	110
Figura 3.2.2. Dispoziția mecanismelor de reglare fină a reazemului rigid	111
Figura 3.2.3. Sistem achiziție și transmitere date:	111
Figura 3.2.4. Lipire accelerometru pe bară	112
Figura 3.2.5. Sistem achiziții NI 9234	112
Figura 3.2.6. Sistem compact de transmitere date ENET-9163	113
Figura 3.2.7. Sistem achiziții și prezentare date	113
Figura 3.2.8. Prezentarea datele cu ajutorul programului LabVIEW	114
Figura 3.3.1. Măsurare frecvențe naturale la bara intactă	115
Figura 3.3.2. Măsurare frecvențe naturale la bara sudată cu defect	115
Figura 3.3.3. Bara sudată cu defect - necompletare la rădăcina sudurii	116
Figura 3.3.4. Măsurare frecvențe naturale la bara sudată pe ambele fețe	116
Figura 3.3.5. Bara sudată pe ambele fețe	117
Figura 3.3.6. Măsurare frecvențe naturale la bara sudată prelucrată pe ambele fețe	117
Figura 3.3.7. Prelucrare cordon sudură	118
Figura 3.5.1. Bara sudată și prelucrată	125
Figura 3.5.2. Bara cu defect	125
Figura 3.5.3. Bara cu defect reparat	125
Figura 3.5.4. Bara intactă	125
Figura 3.5.5. Coeficienți localizare defect bara cu defect $L=0,5$	127
Figura 3.5.6. Coeficienți localizare defect bara cu defect $L=0,4$	127
Figura 3.5.7. Coeficienți localizare defect bara cu defect $L=0,3$	128
Figura 3.5.8. Coeficienți localizare defect bara cu defect $L=0,2$	128
Figura 3.5.9. Coeficienți localizare defect bara cu defect $L=0,1$	128
Figura 3.5.10. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,5$	130
Figura 3.5.11. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,4$	130
Figura 3.5.12. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,3$	131
Figura 3.5.13. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,2$	131
Figura 3.5.14. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,1$	131
Figura 3.5.15. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,5$	133
Figura 3.5.16. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,4$	133
Figura 3.5.17. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,3$	134
Figura 3.5.18. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,2$	134
Figura 3.5.19. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,1$	134
Figura 3.5.20. Comparatie frecvențe naturale modul 1 de vibrație cu bara prelucrată	136
Figura 3.5.21. Comparatie frecvențe naturale modul 2 de vibrație cu bara prelucrată	136
Figura 3.5.22. Comparatie frecvențe naturale modul 3 de vibrație cu bara prelucrată	137
Figura 3.5.23. Comparatie frecvențe naturale modul 4 de vibrație cu bara prelucrată	137
Figura 3.5.24. Comparatie frecvențe naturale modul 5 de vibrație cu bara prelucrată	137
Figura 3.5.25. Comparatie frecvențe naturale modul 6 de vibrație cu bara prelucrată	138
Figura 3.5.26. Comparatie frecvențe naturale modul 1 de vibrație cu bara intactă	139

Figura 3.5.27. Comparație frecvențe naturale modul 2 de vibrație cu bara intactă	139
Figura 3.5.28. Comparație frecvențe naturale modul 3 de vibrație cu bara intactă	139
Figura 3.5.29. Comparație frecvențe naturale modul 4 de vibrație cu bara intactă	140
Figura 3.5.30. Comparație frecvențe naturale modul 5 de vibrație cu bara intactă	140
Figura 3.5.31. Comparație frecvențe naturale modul 6 de vibrație cu bara intactă	140
Figura 3.5.32. Bara sudată cu defectul reparat.....	141

LISTĂ NOTAȚII

a	[mm]	adâncimea defectului
A	[mm ²]	aria secțiunii transversale
b	[mm]	lățimea barei
b_c	[mm]	lățimea cusăturii
b_r	[mm]	deschiderea rostului
B_{ZIT}	[mm]	lățimea ZIT
CLD	-	coeficienți de localizare a defectului
$COMAC$	-	Criteriul de asigurare modală coordonată
E	[MPa]	modul de elasticitate longitudinal
E_r	[mm]	lățimea rostului
f	[Hz]	frecvența proprie
F	-	matricea de flexibilitate
h	[mm]	înălțimea barei
h_r	[mm]	înălțimea rădăcinii rostului
i	-	numărul modului de vibrație
I_s	[A]	curent de sudare
I_z	[mm ⁴]	moment de inerție
k	[1/mm]	curbura
l_r	[mm]	lungimea rostului
L	[mm]	lungimea barei
m	[kg]	masa
M	[Nm]	moment încovoietor
MA	-	material de bază
MAC	-	Criteriul de asigurare modală
MAG	-	sudare în mediu de gaz
MB	-	material de adaos
$MDLAC$	-	Criteriul de asigurare a locației defectului multiplu
MEF	-	Metoda elementului finit
MIG	-	sudare în mediu inert
n	-	număr de moduri de vibrație
p	[mm]	pătrunderea
p_c	[mm]	pătrunderea cusăturii

P_{ZIT}	[mm]	pătrunderea ZIT
r_r	[mm]	raza rostului
R	[mm]	raza de curbură
SEI	-	sudare cu electrod învelit
SME	-	sudare manuală electrică
s_r	[mm]	grosimea metalului de bază
TIG	-	sudare cu electrod nefuzibil din tungsten
U_A	[V]	tensiunea arcului
U_i	[J]	energia de deformare
WIG	-	sudare cu electrod nefuzibil din wolfram
$W(x)$	-	Funcția modală
x, y, z	-	direcțiile sistemului de coordonate
ZIT	-	Zona influențată termic
α	-	număr de undă adimensional
α_r	[⁰]	unghiul rostului
ν	-	coeficient Poisson
ε	[mm/mm]	deformații specifice liniare
ω	[rad/sec]	pulsația
ρ	[kg/m ³]	densitatea

OPORTUNITATEA, OBIECTIVELE ȘI CONȚINUTUL TEZEI

Teza de doctorat „Cercetări privind identificarea defectelor în îmbinări sudate” tratează o tematică de interes major în ceea ce privește comportamentul sigur și predictibil al structurilor mecanice. Raspunsul dinamic în absența și în prezența defectelor, achiziționat ca și semnal de vibrație, este utilizat pentru caracterizarea stării de funcționare și permite detectarea timpurie, localizarea și evaluarea severității defectelor. Există numeroase metode de control nedistructiv al structurilor bazate pe analiza vibrațiilor, dar ele se referă în special la elemente cu secțiune constantă. Îmbinările sudate nu se încadrează în această categorie, prezintă un grad ridicat de complexitate, motiv pentru care nu există metode globale de control pentru astfel de structuri. În cadrul temei de cercetare au fost studiate efectele pe care le produc defecte specifice îmbinărilor sudate cu parametri controlați asupra frecvențelor proprii ale structurii, pentru mai multe moduri de rezemare, înainte și după crearea defectului. Informațiile obținute au fost utilizate pentru a extinde o metoda cunoscută de detectare, localizare și evaluare a severității defectelor la structuri cu configurație complexă, conținând îmbinări sudate.

Oportunitatea cercetărilor întreprinse pe parcursul studiilor doctorale s-a constituit din necesitatea controlului îmbinărilor sudate prin metode simple și robuste, care solicită acces la zona controlată. Din prisma îmbinărilor sudate, conceptul de defect presupune existența unei imperfecțiuni geometrice și/sau abatere a proprietăților fizico-mecanice ce exced o limită admisă stabilită a priori. Evaluarea corectă și la costuri reduse a integrității structurilor sudate permite remedierea structurilor deteriorate evitându-se avarii și accidente.

Prin monitorizarea structurilor sudate în vederea observării apariției defectelor, se poate stabili starea de integritate a structurii, astfel încât la apariția defectelor să poată fi luate decizii cu privire la necesitatea remedierii acestora. Tehnicile de supraveghere a structurilor bazate pe analiza semnalelor de vibrații sunt circumscrise unui domeniu de interes major, în prezent cercetările fiind orientate spre evidențierea parametrilor modali ce pot fi cel mai ușor determinați și care oferă cele mai precise și complete informații despre modificările structurale.

Cercetările efectuate pe structuri sudate cu comportament preponderent elastic privind detectarea defectelor utilizând frecvențele proprii au avut ca principal obiectiv stabilirea influenței modificărilor de masă și rigiditate asupra parametrilor modali în vederea adaptării și extinderii valabilității unei metodologii de detectare a defectelor aplicabilă structurilor care au în starea intactă o secțiune constantă.

Obiectivele urmărite la elaborarea prezentei teze de doctorat sunt următoarele:

- analiza studiilor, articolelor și normelor/standardelor publicate privind metodele existente care se referă la detectarea, localizarea și evaluarea severității defectelor pe baza analizei vibrațiilor proprii, în vederea alegerii unei metode cu aplicabilitate la tipurile de structuri analizate în continuare;

- stabilirea parametrilor binomului cusătură sudată – defect care afectează mărimile modale, cu individualizarea efectului pe tip de parametru și alegerea unui tip relevant de defect pentru analiza parametrică și experimentală;

- stabilirea unor configurații uzuale de rezemare a grinzilor sudate și de amplasare a cordoanelui de sudură;

- evidențierea distribuției energiei acumulate în grinzi pentru modurile de vibrație laterale în diverse condiții de contur;

- determinarea unor relații matematice care să permită modelarea efectului de modificare a masei în completarea celor existente în literatura de specialitate care modelează efectul modificării rigidității;

- conceperea unui model cu elemente finite a grinzii conținând o cusătură sudată cu defect prin particularizarea proprietăților fizico-mecanice și caracteristicilor geometrice ale tuturor segmentelor specifice de grindă;

- evidențierea efectului unui defect asupra parametrilor modali prin analiză parametrică modală, cu considerarea unei varietăți de mărimi și poziții ale defectului;

- stabilirea unor tipare privind modul în care poziția respectiv adâncimea defectelor influențează modificarea frecvențelor proprii ale structurii sudate în diverse configurații de rezemare;

- adaptarea unei metode consacrate de control bazată pe analiza vibrațiilor pentru particularitățile structurilor sudate;

- conceperea unui procedeu pentru evaluarea frecvențelor proprii în grinzi sudate fără și cu defecte și conducerea unor experimente în vederea testării pe structuri reale a preciziei metodei dezvoltate;

- diseminarea și valorificare rezultatelor științifice.

În cadrul cercetărilor întreprinse pentru elaborarea tezei de doctorat au fost stabilite următoarele **ipotezele de lucru**:

- grinda înainte de sudare are secțiune dreptunghiulară;

- geometria grinzii permite aplicarea teoriei Euler-Bernoulli;

- cusătura este perpendiculară pe axa longitudinală a grinzii;

- masa adițională adusă de cordonul de sudură este semnificativă;
- defectul este de tip exterior și deschis;
- defectul are secțiune dreptunghiulară și influențează în mod semnificativ atât rigiditatea cât și masa grinzii.

Pentru realizarea obiectivelor de mai sus, am structurat teza pe 4 (patru) capitole, pornind de la stadiul actual privind asamblările sudate, la determinarea parametrilor modali ai structurilor asamblate prin sudare, continuând cu cercetările experimentale privind modificarea frecvențelor naturale asupra asamblărilor sudate, iar în încheiere am prezentat concluziile care se desprind în urma cercetărilor efectuate și am pus în evidență contribuțiile personale.

Capitolul 1 intitulat: "Stadiul actual privind asamblările sudate" este structurat pe 6 (șase) subcapitole și sunt prezentate caracteristicile geometrice ale îmbinărilor sudate, defectele care apar în mod frecvent în îmbinărilor sudate rezultate din procesul tehnologic de fabricație, metodele de control locale și globale cunoscute până în prezent, sistematizarea și clasificarea defectelor și efectul lor asupra comportamentului dinamic al structurilor sudate.

În cadrul capitolului sunt prezentate și ilustrate tipurile de suduri, simbolizarea lor în câmpul desenului tehnic și am detaliat pozițiile de sudare. Subcapitolul doi este dedicat caracteristicilor geometrice ale îmbinărilor sudate. Sunt analizate: influența parametrilor tehnologici primari, secundari și terțiari asupra dimensiunilor cordonului de sudură; elementele rostului de sudură și dimensiunile pentru principalele tipuri de sudură; procedeele de sudare utilizate pentru realizarea asamblărilor sudate; precum și elementele geometrice ale unei îmbinări sudate sunt: cordonul de sudură și zona influențată termic. Datorită încălzirii locale sub acțiunea unei surse termice urmată de răcire, în timpul procesului de sudare apar variații locale de volum care determină apariția tensiunilor și deformațiilor în componentele sudate. Capitolul prezintă tensiunile din materialele sudate: termice; structurale; datorită montajului care au influență asupra: densității, respectiv o masă suplimentară m ; rigidității, prin modificarea momentului de inerție I ; respectiv rezistenței, prin modul de elasticitate E .

Sunt tratate pe larg defectele ce pot apărea în îmbinărilor sudate. Clasificarea defectelor, dată de standardul ISO 6520-1, se face după tipul acestora, mărimea și forma lor, secțiunea materialului în care se află defectul, numărul defectelor pe suprafață, solicitările prescrise construcției structurii sudate, etc.

Controlul îmbinărilor sudate are la bază metode locale de control și metode globale de control. Marea majoritate a metodelor actuale de detectare a defectelor sunt metode locale: vizuală, lichide penetrante, ultrasunete, radiografice, metode ce utilizează câmpul magnetic sau termic,

etc. În cazul metodelor globale de detectare a defectelor în structurile sudate nu este necesar accesul în zona de testare. Aceste metode pot fi utilizate pentru monitorizarea stării de sănătate a structurilor mari.

Prin monitorizarea structurilor folosind metode globale avem informații privind detectarea și localizarea defectelor, dar informațiile privind severitatea defectului sunt insuficiente. Metodele bazate pe analiza vibrațiilor indică modificări ale comportamentului dinamic prin modificarea frecvențelor naturale, modificarea formei modurilor de vibrație, prin creșterea amortizării, etc. Metodele pot fi: directe - care monitorizează și evaluează caracteristicile modale ale structurii în baza răspunsului măsurat pentru a determina modificările dinamice ale structurii datorate defectelor; inverse - actualizează permanent modelul structural analizat pentru a determina obținerea unor ieșiri similare cu răspunsul măsurat și anticipative - care presupun calcularea modificărilor de frecvență pentru un tip de defect cunoscut. Dintre metodele globale de control distingem: metode bazate pe măsurarea vibrațiilor, respectiv a frecvențelor naturale, studiată pe larg în literatura de specialitate; metode de evaluare a modificărilor modurilor proprii de vibrație; metode bazate pe modificarea curburii formelor modurilor de vibrație; metode bazate pe modificarea matrici de flexibilitate; ; metode bazate pe modificarea energiei de deformare; metode bazate pe analize numerice prin metoda elementului finit; metode de analiză "wavelet"; metode bazate pe rețele neuronale.

Efectul defectelor asupra comportamentului dinamic al structurilor este analizat în subcapitolul 5. Există două motive pentru care cercetările de detectare a defectului se concentrează asupra structurilor simple: majoritatea structurilor din ingineria civilă și mecanică sunt considerate de tip bară sau placă; identificarea defectului într-o bară, respectiv placă oferă un indiciu important pentru eficacitatea și acuratețea tehnicilor de identificare a defectului.

În teză se propune dezvoltarea unui algoritm pentru determinarea frecvențelor naturale la structuri sudate formate din bare care să țină cont de modificările proprietăților modale ale structurii: masa și rigiditatea.

Capitolul 2 intitulat **Determinarea parametrilor modali ai structurilor asamblate prin sudare** structurat pe 5 subcapitole dezvoltă: vibrațiile elementelor structurale pentru structuri de bară încastrată la ambele capete, bară simplu rezemată; bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt și bară în consolă; influența unei mase adiționale asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii de vibrație transversală pentru același tip de structuri; influența modificării locale a caracteristicilor mecanice asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii de vibrație; efectul

defectelor de sudare asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii de vibrație; iar în final sunt prezentate concluziile și contribuțiile personale ce se desprind din aceste analize.

Pentru determinarea frecvențelor naturale ale unei structuri sunt adoptate ipotezele din teoria încovoierii simple, sau teoria Euler-Bernoulli a barelor. Pornind de la ecuația diferențială a mișcării și impunând condiții la limită sistemului am obținut ecuația de frecvență, ale cărei soluții reprezintă numerele de undă pentru modurile de vibrație naturale și care permit determinarea frecvențelor naturale, respectiv funcția modală, sau forma modurilor de vibrație. Au fost determinate primele zece numere de undă, primele zece frecvențe naturale și au trasate analitic primele zece moduri de vibrație pentru bară încastrată la ambele capete, bară articulată la ambele capete; bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt și bară articulată la un capăt și liberă la celălalt. Pentru fiecare caz analizat a fost dedusă expresia energiei de deformare, respectiv expresia derivatei de ordinul doi a funcției modale.

Influența unei mase adiționale asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii de vibrație face obiectul analizei din subcapitolul doi. Pentru o asamblare sudată din două bare de secțiune rectangulară, din punct de vedere al analizei modale, cordonul de sudură este asimilat cu o masă concentrată aplicată pe fibra neutră a sistemului. Pentru patru cazuri de rezemare analizate, pornind de la energia cinetică, am determinat relația analitică care ne permite calculul frecvențelor naturale pentru două valori ale masei concentrate și cinci poziții ale masei concentrate pe bară.

Subcapitolul 3 prezintă influența modificării locale a caracteristicilor mecanice asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii ale grinzilor. Cordonul de sudură leagă componentele de sudat și se formează prin solidificarea băii de sudură. Zona influențată termic (ZIT) este zona de trecere dintre cordonul de sudură și materialul de bază. Pentru o structură cu secțiune transversală constantă, pentru care aria secțiunii transversale și momentul de inerție al secțiunii transversale rămân constante, componentele care influențează frecvențele naturale sunt densitatea (masa) și modulul de elasticitate longitudinal. Astfel structura obținută este compusă pornind de la materialul de bază la zona de normalizare, avem o zonă de trecere, zona de supraîncălzire și cordonul de sudură propriu-zis. Fiecare zonă este caracterizată prin densitate și modul de elasticitate. Frecvențele naturale au fost determinate prin analiza numerică și comparate cu valorile obținute pe cale analitică. Pentru două valori ale masei concentrate și cinci poziții ale cordonului de sudură sunt ilustrate abaterile de frecvențe naturale obținute prin metoda analitică și metoda numerică. Pentru toate cazurile de rezemare analizate eroarea dintre cele două metode este sub 5%. Concluzia generală desprinsă este că metoda analitică propusă pentru calculul frecvențelor naturale poate înlocui metoda numerică.

Efectul defectelor de sudare asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii ale grinzilor face obiectul subcapitolului 4. Sunt tratate: efectul lipsei de pătrundere cu peretele lateral al materialului de bază și efectul lipsei de pătrundere la rădăcina sudurii. Pentru acesta am dezvoltat un model analitic de calcul a frecvențelor naturale. Am considerat două cazuri de defect cu lipsă de pătrundere cu adâncimea de 1mm și 2mm, respectiv lățimea de 2mm. Frecvențele naturale determinate analitic au fost comparate cu valorile obținute din analiză numerică pentru cinci poziții ale cordonului de sudură pe bară pentru patru cazuri de rezemare. Abaterile obținute prin compararea celor două metode sunt ilustrate și sunt sub 3%. Concluzia generală, cu toate că metoda numerică ia în considerare modificările de densitate și elasticitate din zona influențată termic, se constată că datorită dimensiunilor relativ mici ale acestei zone, ZIT nu conduce la modificări semnificative ale frecvențelor naturale, în comparație cu valorile frecvențelor naturale obținute prin metoda analitică care ia în considerare doar modificările de masă și rigiditate din cordonul de sudură. Metoda analitică propusă pentru determinarea frecvențelor naturale la structuri sudate cu lipsă de pătrundere poate substitui metoda numerică

Validarea rezultatelor obținute prin aplicarea metodei analitice și a rezultatelor obținute din analizele numerice efectuate în capitolul 2 sunt prezentate în **capitolul 3**. Este descris standul de încercări, aparatura folosită, sistemul de achiziționare și transmitere date, calculatorul folosit și platforma virtuală dezvoltată de compania National Instruments LabVIEW.

Se prezintă programul de teste și operațiile efectuate pentru măsurarea frecvențelor naturale. Rezultatele măsurărilor sunt prezentate tabelar și comparate plecând de la bara sudată și prelucrată cu bara cu defect, bara sudată și prelucrată cu bara cu defect reparat, respectiv bara sudată și prelucrată cu bara intactă pentru primele șase moduri de vibrație.

Au fost calculate abaterile frecvențelor naturale pentru cazurile enunțate mai sus și s-au determinat coeficienții de localizare a defectului (CLD). Valorile obținute sunt centralizate tabelar și ilustrate. Comparația dintre bara sudată și prelucrată cu bara intactă pune în evidență efectul modificării modulului de elasticitate global, având în vedere că masa celor două bare este aceeași. Coeficienții de localizare a defectului (CLD) reprezintă șabloane care ne permit localizarea defectului pe bară fără a ține cont de adâncimea defectului. Metoda a fost dezvoltată de Școala Doctorală de la Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița.

Capitolul 4 conține concluzii desprinse din cercetările efectuate asupra studiului privind efectul defectelor de sudare asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii ale grinzilor, sunt prezentate contribuțiile personale și lista cu lucrările publicate și prezentate la conferințe naționale și internaționale.

1. STADIUL ACTUAL PRIVIND ASAMBLĂRILE SUDATE

1.1. Generalități

Sudarea este metoda de îmbinare nedemontabilă a două piese. Asamblările sudate realizează o legătură permanentă între două sau mai multe piese prin topirea și fuziunea lor. Prin acest procedeu piesele își pierd conturul geometric inițial. De regulă, pentru a îmbunătăți legătura dintre piese, se folosește un material de adaos.

Prin sudură înțelegem rezultatul operației de sudare, respectiv îmbinarea sudată, cusătura sudată fiind definită ca zona îmbinării în care au fost stabilite legături chimice între suprafețele de îmbinat.

Datorită avantajelor sale, sudarea ca metodă de îmbinare este utilizată în foarte multe cazuri, pentru un număr crescând de materiale. Dintre avanteje pe care sudarea le conferă sunt amintite:

- se pot obține îmbinări etanșe;
- economie de material;
- proprietăți mecanice superioare în raport cu piesele turnate;
- dimensiuni și complexitate nelimitată;
- utilizare de semifabricate tipizate;
- posibilitate de mecanizare, automatizare și robotizare;
- poluare mai redusă;
- condiții de lucru mai bune.

Dezavantajele sudării pot fi:

- apariția defectelor greu identificabile;
- apariția tensiunilor și deformațiilor la sudare;
- pierderi de metal la decuparea elementelor constructive;
- calitatea construcției sudate depinde de calificarea sudorului.

Structurile sudate au aplicații în toate domeniile: construcția de mașini, industria metalurgică, industria chimică și petrochimică, industria prelucrătoare; transport uzinal, industria extractivă, industria de utilaje de construcții, industria mijloacelor de transport, construcții metalice, utilaje pentru industria ușoară, industria electrotehnică și electronică, tehnica de apărare, etc.

Procedeele de sudare pot fi clasificate ținând cont de următoarele criterii [94]:

- starea de agregare a metalului în timpul procesului în zonele de îmbinare;
- temperatura la care este realizată îmbinarea;
- natura energiei utilizate la realizarea îmbinării.

În figura 1.1.1 este ilustrată clasificarea procedeelor de sudare.

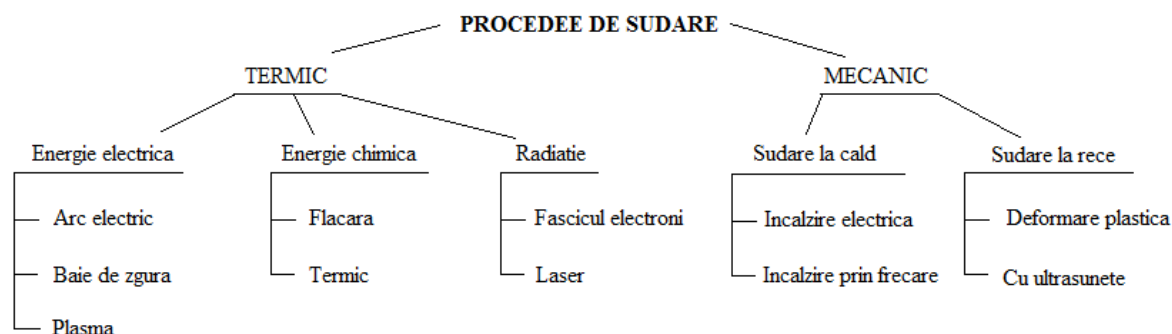


Figura 1.1.1. Clasificare procedee de sudare

Procedeele de sudare cele mai des utilizate sunt cele care folosesc energia electrică pentru topirea cu arc electric. Metalul din zona îmbinării care aparține componentelor care se sudează se numește materialul de bază, iar aportul de material care se adaugă între zona îmbinare se numește metal de adaos. Spațiul dintre componentele de sudat, care este umplut cu metal de adaos, se numește rost de sudură. Zona din metalul de bază aflat în vecinătatea cordonului de sudură, unde au loc modificări structurale datorate încălzirii, se numește zonă influențată termic (ZIT).

Sudarea presupune deformații termice pronunțate de care trebuie avut în vedere la proiectarea îmbinărilor sudate. Sudurile pe colț se vor evita pentru piesele prismatice. Se recomandă plasarea sudurii în zonele mai puțin sollicitate la încovoiere sau torsiune.

Funcție de grosimea componentelor, dispunerea acestora, procedul de sudare, sunt definite următoarele tipuri de suduri prezentate în tabelul 1.1.1.

Sudabilitatea este o proprietate complexă a metalelor și aliajelor, care reprezintă capacitatea acestora de a forma îmbinări sudate de bună calitate, în anumite condiții de realizare. Materialele sudabile trebuie să îndeplinească condițiile:

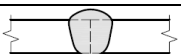
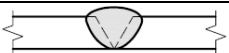
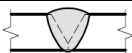
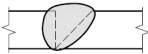
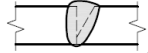
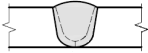
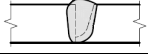
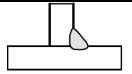
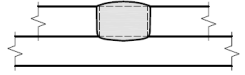
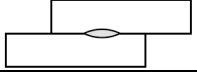
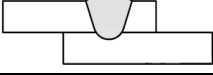
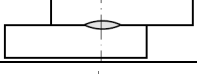
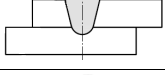
- să nu prezinte defecte interioare și exterioare;
- să nu fie susceptibile de fragilizare la cald și la rece;
- să aibă rezistență mare la rupere, iar ruperea să fie plastică.

Ruperea plastică este precedată de schimbarea formei și permite observarea timpurie a apariției ruperii. Disimilar, ruperea fragilă este periculoasă pentru că nu permite anticiparea ruperii printr-o manifestare anterioară. Există factori care favorizează ruperea fragilă chiar și în cazul materialelor sudabile. Cauzele ruperii fragile sunt:

- tensiuni reziduale din construcții;
- temperatura mediului scăzută sau modificări bruște de temperatură;
- șocuri sau viteze mari de deformare;

- influența ciclului termic rezultat din procesul de sudare, care este similar cu un tratament termic care determină apariția constituenților în afară de echilibru.

Tabel 1.1.1. Tipuri de suduri, reprezentare simplificată și simbolizare

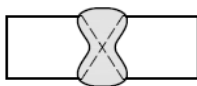
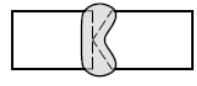
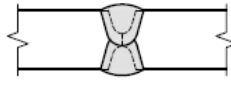
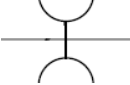
Nr. crt.	Denumire	Reprezentare simplificată	Simbol
1	Sudură în I		
2	Sudură în V cu rost îngust		
3	Sudură în Y		
4	Sudură în jumătate V		
5	Sudură în jumătate Y		
6	Sudură în U		
7	Sudură în J		
8	Sudură cu margini răsfrânte (topite complet)		
9	Sudură cu o margine răsfrântă		
10	Sudură în colț		
11	Suduri în găuri alungite (sau rotunde)		
12	Sudură în puncte (tip A)		
13	Sudură în puncte (tip B)		
14	Sudură de rezistență		
15	Sudură în linie continuă cu suprapunere		
16	Completare la rădăcină		

În orice structură sudată rămân tensiuni reziduale, care pot fi diminuate prin tratament termic de detensionare [20], care este tratamentul cel mai des întâlnit la tehnologiile aplicate îmbinărilor sudate. La alegerea parametrilor tratamentului termic de detensionare este necesar să se țină seama de faptul că acest tratament are următoarele efecte:

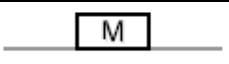
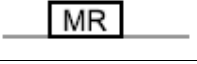
- reduce nivelul tensiunilor reziduale;
- micșorează limita de curgere a metalului de bază și a zonei influențate termic;
- mărește temperatura de fragilizare;
- are efecte similare cu cele din metalul de bază și din sudură.

Combinatii ale simbolurilor elementare sunt prezentate în tabelul 1.1.2, iar simbolurile suplimentare sunt definite în tabelul 1.1.3.

Tabel 1.1.2. Tipuri de combinații de suduri

Nr. crt.	Denumire	Reprezentare simplificată	Simbol
1	Sudură în V din ambele părți (sau în X)		
2	Sudură în K		
3	Sudură în U din ambele părți		

Tabel 1.1.3. Simboluri suplimentare

Forma suprafeței sudurii sau a sudurii	Simbol
a) plană	
b) convexă	
c) concavă	
d) marginile sudurii trebuie netezite prin retopire superficială	
e) suport la rădăcină permanent	
f) suport la rădăcină detașabil	
g) contur (periferică)	
h) pe șantier	

Poziția de execuție a sudării poate fi exprimată [121] fie prin unghiurile pe care linia mediană OH a rădăcinii cusăturii o formează cu direcția orizontală α și linia mediană OV a deschiderii rostului închide cu verticala β (fig. 1.1.3) fie prin simboluri convenționale notate cu A pentru îmbinările cap la cap și B pentru îmbinările în colț.

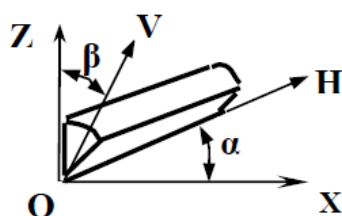


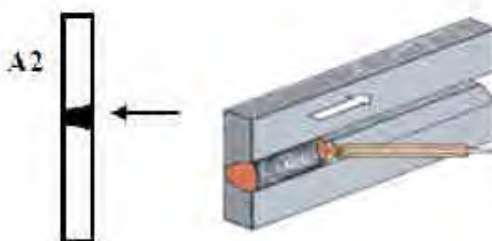
Figura 1.1.2. Poziția de execuție a sudării

La îmbinările sudate cap la cap distingem patru poziții de sudare:

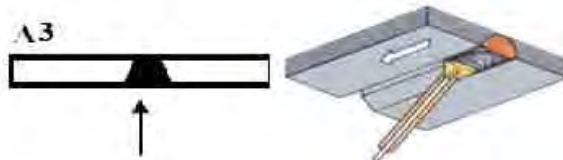
- A1-orizontală ($\alpha=0\pm5^0$; $\beta=0\pm10^0$);



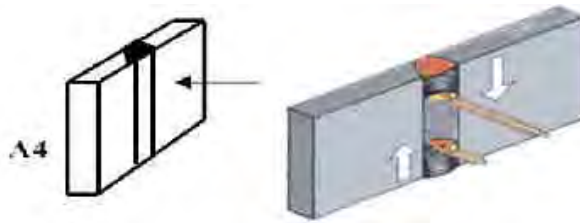
- A2-orizontală peperete vertical (în cornișe) ($\alpha=0\pm5^0$; $\beta=90^0\pm20^0$);



- A3-pestre cap (de plafon) ($\alpha=0\pm15^0$; $\beta=180^0\pm15^0$);

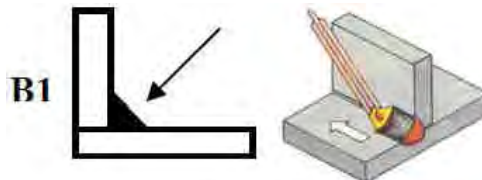


- A4 verticală urcătoare sau coborătoare ($\alpha=90^0\pm10^0$; $\beta=0^0 \dots 180^0$)



La îmbinările sudate de colț distingem patru poziții de sudare:

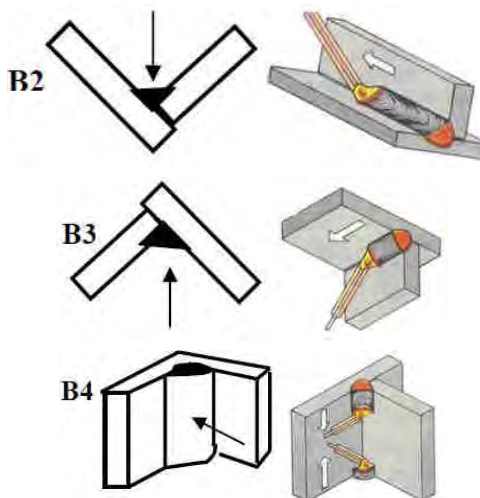
- B1-orizontală cu un perete vertical ($\alpha=0\pm5^0$; $\beta=45^0\pm10^0$);



- B2-orizontală în jgheab ($\alpha=0\pm5^0$;
 $\beta=0\pm10^0$);

- B3-pesto cap (de plafon) ($\alpha=0\pm15^0$;
 $\beta=135^0+45^0, -20^0$);

- B4 verticală ascendentă sau descendentă
jgheab ($\alpha=90^0\pm10^0$; $\beta=0 \dots 180^0$)



Pe baza experienței proiectanților și tehnologilor, pentru realizarea eficientă a construcțiilor sudate trebuie ținut cont de următoarele recomandări [93]:

- pentru confecționarea unei structuri sudate vor fi folosite cât mai puține cordoane de sudură posibil;

- se vor prefera sudurile continue celor întrerupte. Sudurile întrerupte sunt aplicate de regulă pentru prindere provizorie, rigidizare, etc. Prevederea unei suduri lungi în locul mai multor suduri scurte este favorabilă și fiindcă permite mecanizarea operațiilor de sudare concomitent cu reducerea concentratorilor de tensiune. Un alt dezavantaj al sudurilor întrerupte este pericolul coroziunii între componentele îmbinate;

- sudurile în cruce, care creează stări de solicitare bi- și triaxială și sunt mari concentra-toare de tensiuni, se vor evita pe cât posibil;

- supraînălțarea va fi redusă pe cât posibil, pentru că aceasta determină creșterea coefici-entului de concentrare a tensiunilor și scade rezistența la solicitări variabile. Totodată crește cos-tul sudării provocat de surplusul de material depus și în plus apar deformații suplimentare în structura sudată;

- unde este posibil, rostul în V va fi înlocuit cu un rost în I pentru a permite aplicarea pro-cedeelor de sudare care au pătrundere adâncă. Pe cât este posibil, rosturile duble se vor înlocui cu rosturi simple de forma jumătăților de rost. Astfel se poate reduce manopera de prelucrare pentru confecționarea rostului și în consecință cantitatea de metal depus;

- componentele de grosime mai mare decât 20 de mm se vor realiza cu rosturi duble, care necesită material depus mai puțin față de rosturile simple la aceeași grosime;

- rigidizările prin gusee și diafragme pot fi realizate prin cusături sudate scurte și cu secți-une mică;

- pentru a obține o calitate bună a sudurii, componentele îmbinărilor sudate trebuie pregăti-te prin uscate și curățire mecanică respectiv chimică.

Caracteristicile îmbinărilor și construcțiilor sudate depind de temperatura mediului și de temperatura de preîncălzire. Temperatura pe care o au componentele la începutul procesului de sudare hotărăște formarea constituenților fragili, proprietățile cordonului de sudură, apariția tensiunilor interne și a defectelor care apar datorită procesului de sudare. Operațiunea de încălzire a componentelor înaintea demarării procesului de sudare se numește preîncălzire, iar temperatura pe care o au componentele la inițierea procedurii de sudare poartă denumirea de temperatura de preîncălzire.

Preîncălzirea poate fi realizată pentru întreaga construcție sudată (preîncălzire integrală), sau poate fi aplicată local în cuptoare speciale. Aceasta din urmă se face prin încălzirea și menținerea la temperatura de preîncălzire a componentelor în zona adiacentă rostului, plasate de ambele părți ale sale, pe o distanță de 70...80 mm de axa cusăturii.

1.2. Caracteristici geometrice ale îmbinărilor sudate

În cazul construcțiilor sudate, procesul de sudare trebuie să se desfășoare astfel încât structura obținută să satisfacă atât cerințele funcționale cât și cele de exploatare. Tehnologia de sudare, care dictează modul în care se efectuează sudarea, determină parametrii tehnologici de sudare. Parametrii tehnologici de sudare pot fi: primari, secundari și terțiari.

Parametrii tehnologici primari [116, 120] au influență asupra dimensiunilor cordonului de sudură și ale zonei influențate termic și influențează stabilitatea arcului și rata de depunere. Pătrunderea p , fig. 1.2.1.a, crește liniar cu curentul de sudare I_s , crește cu tensiunea arcului U_A și scade dacă viteza de sudare v_s crește. Lățimea cordonului b , fig. 1.2.1.b, crește liniar cu tensiunea arcului U_A , crește cu intensitatea curentului I_s până la o valoare dată și scade la creșterea vitezei de sudare v_s . Supraînălțarea cordonului a , fig. 1.2.1.c scade liniar odată cu creșterea tensiunii arcului și cu creșterea vitezei de sudare și crește dacă curentul de sudare crește.

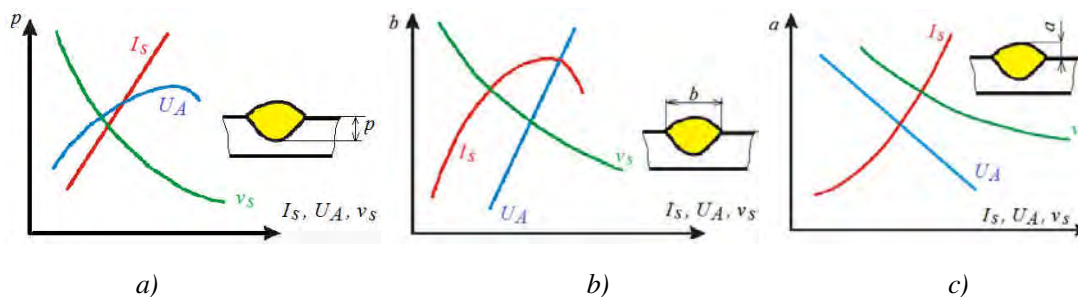


Figura 1.2.1. Influența parametrilor tehnologici primari

Parametrii tehnologici secundari - lungimea arcului (distanța dintre capătul electrodului și baia de sudură), lungimea liberă (distanța dintre piesa de contact a electrodului și arc electric), viteza de avans a materialului de adaos și poziția electrodului (definită prin unghiurile de poziție

ale electrodului în raport cu componentele de sudat) - nu au o influență directă asupra dimensiunilor cusăturii.

Parametrii tehnologici terțiari, care variază în trepte, nu pot fi în general modificați pe parcursul procesului de sudare. Acești parametri influențează procesul de sudare dar mai ales rezultatul sudurii. Fiind specifici diferitelor procedee de sudare ei trebuie tratați în conformitate cu procedeul utilizat. Parametrii tehnologici terțiari sunt diametrul electrodului, tipul electrodului, genul protecției arcului electric, nivelul protecției, natura curentului de sudare, polaritatea curentului de sudare, așezarea trecerilor în rost și numărul de treceri.

Procedeele de sudare sunt simbolizate prin numere conform standardului SR EN ISO 4063. Spre exemplu, sudarea cu arc are numărul de grupa 1, subgrupa sudarea cu arc fără gaz de protecție este 11, iar procedeul de sudare cu arc cu electrod de protecție: 111.

Rostul de sudare este spațiul care se lasă între piesele de îmbinat în vederea realizării sudurii pe toată grosimea metalului de bază. Rostul de sudare se alege din standarde în funcție de procedeul ales, de grosimea componentelor, metalul de bază folosit, de forma îmbinării și de poziția în care se sudează. Forma și dimensiunile rosturilor depind de: calitatea și grosimea materialului de bază; proprietățile necesare sudării; metoda de sudare; calitatea materialelor de adaos; poziția de sudare și accesibilitatea locului de îmbinare.

Cotarea rosturilor ține cont de următoarele dimensiuni caracteristice (fig. 1.2.2):

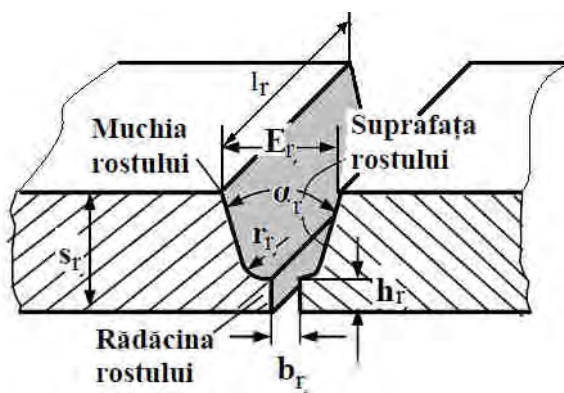


Figura 1.2.2. Elementele rostului de sudare

b_r [mm] - deschiderea rostului;

α_r [grd.] - unghiul rostului;

h_r [mm] - înălțimea rădăcinii rostului;

E_r [mm] - lățimea rostului;

r_r [mm] - raza rostului;

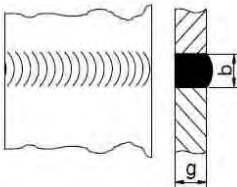
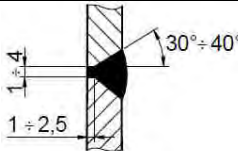
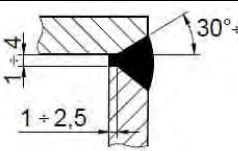
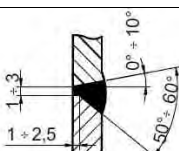
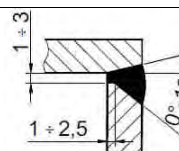
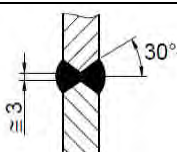
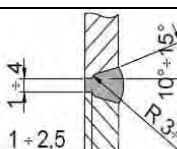
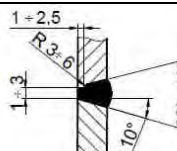
s_r [mm] - grosimea metalului de bază;

l_r [mm] - lungimea rostului.

Dimensiuni pentru rostul de sudură, funcție de tipul de sudură: cap la cap, V, X, U, J și grosimea pieselor de sudat este ilustrat în tabelul 1.2.1.

Materiale supuse procesului de sudare sunt: materialul de bază (MB) și opțional, material de adaos (MA). De obicei materialul de adaos este prezent în operația de sudare doar atunci când rostul (spațiul dintre componente) care trebuie umplut este mare sau când materialele ce trebuie îmbinate nu sunt compatibile metalurgic.

Tabel 1.2.1. Dimensiuni pentru rostul de sudură

Grosime [mm]	Tip sudură	Dimensiuni														
1,5-5	Sudură în I (Sudură cap la cap)	 <table><tr><td><i>g</i></td><td>1,5</td><td>2</td><td>2,5</td><td>3</td><td>3,5</td><td>4 – 5</td></tr><tr><td><i>b</i></td><td>0,5</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td><td>2,5</td><td>3</td></tr></table>	<i>g</i>	1,5	2	2,5	3	3,5	4 – 5	<i>b</i>	0,5	1	1,5	2	2,5	3
<i>g</i>	1,5	2	2,5	3	3,5	4 – 5										
<i>b</i>	0,5	1	1,5	2	2,5	3										
6-15	Sudură în V; Sudură în V în unghi exterior	 														
	Sudură în semi V; Sudură în semi V în unghi exterior	 														
	Sudură în X															
	Sudură în U															
	Sudură în J															

Elementele geometrice ale îmbinării sudate sunt cordonul de sudură și ZIT. Cordonul de sudură este aceea parte a îmbinării care leagă piesele de sudat și care se formează în urma solidificării băii de sudură. ZIT este zona care face trecerea de la cordonul de sudură la materialul de bază.

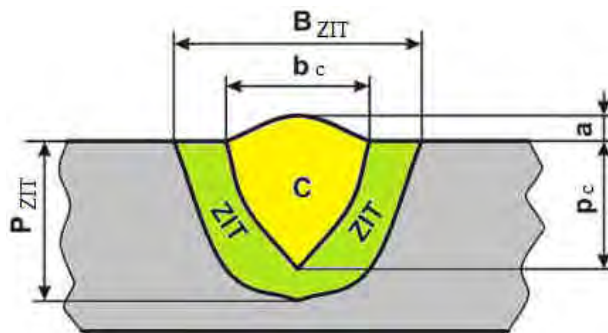


Figura 1.2.3. Elementele geometrice ale îmbinării sudate

Dimensiunile cordonului de sudură și ale ZIT, prezentate în fig. 1.2.3, sunt date de următoarele mărimi geometrice:

- b_c - lățimea cusăturii;
- p_c - pătrunderea cusăturii;
- B_{ZIT} - lățimea ZIT;
- P_{ZIT} - pătrunderea ZIT.

Încălzirea locală a componentelor sub acțiunea sursei termice și răcirea ulterioară au ca efect apariția variațiilor de volum locale, care determină apariția tensiunilor și deformațiilor în structura sudată.

Deformațiile suferite nu sunt libere, deoarece straturile vecine se află la temperaturi diferite și prin urmare se opun modificărilor provocate de încălzirea viitoare a cusăturii. Astfel au loc deformații complexe, având o componentă elastică și una plastică (deformații elastoplastice).

Tensiunile din materialele sudate pot fi clasificate după natura lor, în deformații termice, structurale și datorate montajului. După volumul în care tensiunile se echilibrează distingem tensiuni macroscopice [113] sau de ordinul I (fig. 1.2.4); microscopice sau de ordinul II; reticulare, la nivelul rețelei atomice, de ordinul III. După distribuția tensiunilor în spațiu avem [92]: monoaxiale; biaxiale; triaxiale. Comportarea tensiunilor funcție de alungiri la o structură sudată, pentru cordonul de sudură, ZIT și metalul de bază din oțelul S355 este ilustrată în figura 1.2.5.

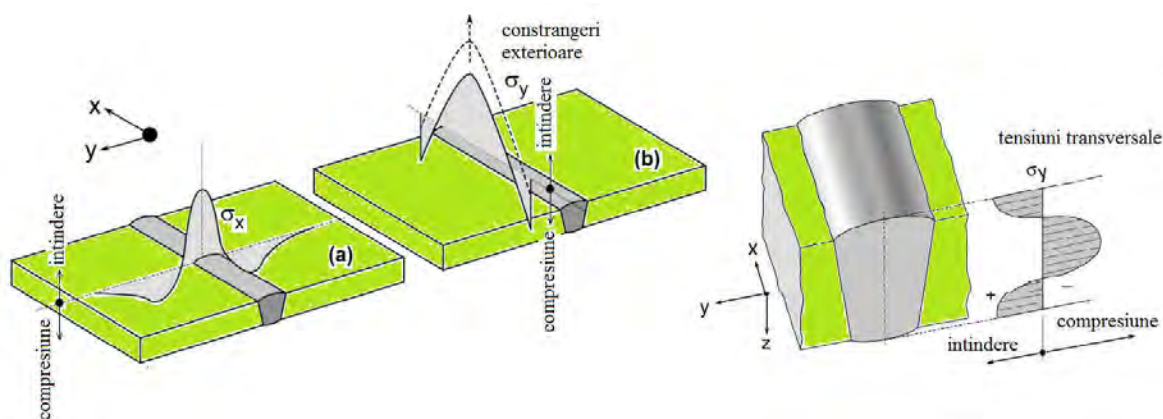


Figura 1.2.4. Tensiuni de ordinul I

Modificările structurale sunt datorate ciclului termic pe care îl parcurge materialul. Materialul din cusătură parcurge un ciclu complet încălzire–topire–răcire–solidificare–răcire, pe când materialul de bază este supus doar la încălzire și răcire. Modificările structurale în cusătură au două forme, structura primară obținută prin solidificare respectiv structura secundară evidențiată pe sudura finită, iar modificările structurale în zona influențată termic sunt reprezentate de transformările în fază solidă ale materialului de bază

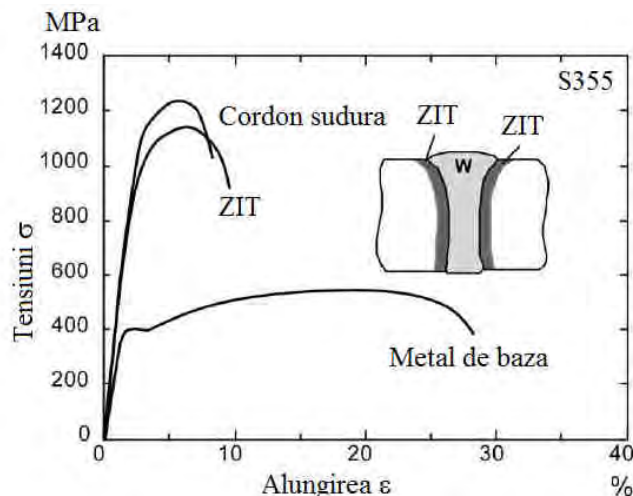


Figura 1.2.5. Diagrama σ - ϵ pentru asamblare sudată

În concluzie, din analiza fenomenelor ce au loc în procesul de sudare și a figurilor 1.2.3-1.2.5, cordonul de sudură și zona influențată termic prin forma, natura și dimensiunile lor au influență asupra: densității, respectiv o masă suplimentară m ; rigidității, prin modificarea momentului de inerție I ; respectiv rezistenței, prin modul de elasticitate E .

1.3. Defectele îmbinărilor sudate

Conform [88], defectele îmbinărilor sudate constituie abateri de la: continuitate, formă, dimensiune, aspectul exterior, structură și compoziție chimică, care sunt prescrise pentru fiecare cusătură sudată în documentația tehnică.

Pentru a asigura siguranța în funcționare a structurii, trebuie cunoscute cauzele care produc defectele în îmbinările sudate și influența lor asupra rezistenței în exploatare a structurii [95].

Aprecierea defectelor, conform [6, 21], se face după tipul acestora, mărimea și forma lor, secțiunea materialului în care se află defectul, numărul defectelor pe suprafață, solicitările prescrise construcției structurii sudate, etc. După standardul ISO 6520-1, defectele pot fi clasificate [119] conform tabelului 1.3.1.

Tabel 1.3.1. Clasificare defecte după grupă

Grupa	Denumire	Observații
1	Crăpături, fisuri	Imperfecțiuni: Discontinuitate în sudură sau o abatere de la geometrie prescrisă
2	Pori și sulfuri	
3	Incluziuni oxizi	
4	Lipsă de pătrundere sau penetrare	Defecte: Deficiențe inacceptabile
5	Defecte de formă și dimensiuni	
6	Defecte diverse	

Tipul defectelor [122] după indexul lor poate fi urmărit în tabelul 1.3.2.

Tabel 1.3.2. Denumire și indexare defecte

Grupa 1	Crăpături, fisuri	Grupa 5	Defecte de formă și dimensiuni
101	Fisuri longitudinale	501	Lățime neregulată a cusăturii
102	Fisuri transversale	502	Supraînălțare
103	Fisuri radiale	503	Convexitate excesivă
104	Crăpături sub formă de crater	504	Pătrundere excesivă
105	Grup de crăpături discontinue	505	Sudură la rădăcină incorectă
106	Fisuri ramificate	506	Suprapuneri
Grupa 2	Pori și sulfuri	507	Abateri de la liniaritate
201	Porozități gazoase	508	Nealinieri unghiulară
202	Sulfuri	509	Deformații
203	Micro-porozități	510	Ardere
Grupa 3	Incluziuni oxizi	511	Sudură la rădăcină incompletă
301	Incluziuni de zgură	512	Asimetrie excesivă a sudurii
303	Oxizi	513	Lățime neregulată
304	Incluziuni metalice	514	Suprafață neregulată
Grupa 4	Lipsă de pătrundere sau penetrare	515	Concavitate rădăcină sudură
401	Lipsă de penetrare	516	Porozitate rădăcină sudură
402	Pătrundere incompletă	518	Distorsionare sudură
403	Lipsă de topire	519	Dimensiuni incorecte sudură

1.3.1. Fisuri și crăpături

Fisurile sunt defecte de forma unor discontinuități având dimensiuni microscopice [122]. Prin extindere, dimensiunile lor cresc și devin observabile cu ochiul liber. În acest caz poartă denumirea de crăpături.

Fisurile longitudinale (fig. 1.3.1.a) pot apare: în cordonul de sudură-1011, la joncțiunea cordonului de sudură cu ZIT-1012, în ZIT-1013 sau în materialul de bază-1014.

Fisurile transversale (fig. 1.3.1.b) pot apare: în cordonul de sudură-1021, în ZIT-1023 sau în materialul de bază-1024.

Fisurile radiale (fig. 1.3.1.c) pot apare: în cordonul de sudură-1031, în ZIT-1033 sau în materialul de bază-1034.

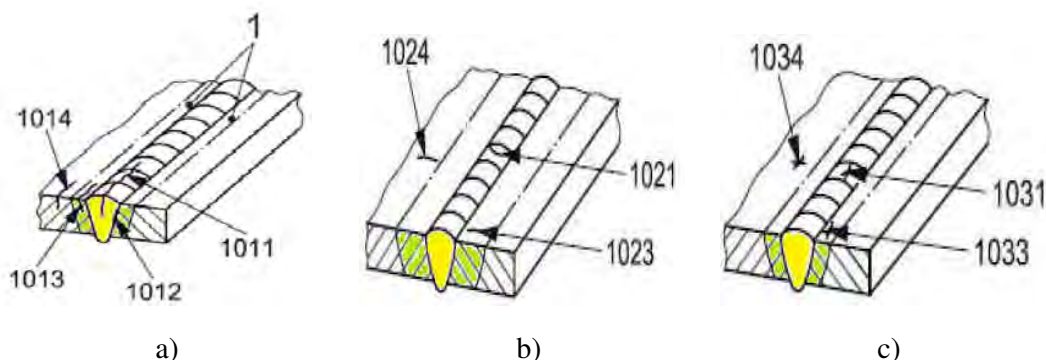


Figura 1.3.1. Fisuri longitudinale, transversale, radiale

Fisurile se pot produce la cald, în perioada în care materialul este încălzit sau când parcurge intervalul de solidificare. Acestea au un contur neregulat, se dezvoltă intercrystalin, sunt oxidate și apar cu preponderență în ZIT [123].

Fisurile produse la rece sunt neoxidate, au aspectul unei linii dreapte, fără a prezenta ramificații. Tensiunile remanente pot contribui la apariția fisurării la rece. Aceste tensiuni sunt determinate de material și rezultă din împiedicarea deplasării sau deformării unei componente în timpul sudării datorită legăturilor rigide cu alte componente. Un exemplu este prezentat în fig. 1.3.2.

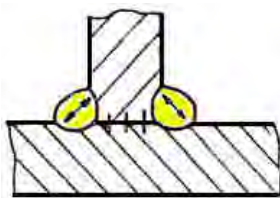


Figura 1.3.2. Efectul tensiunilor de contracție

Fisurile sunt considerate un defect periculos și nu sunt admise. Remedierea presupune îndepărtarea completă a defectului, pe cât posibil fără producerea de tensiuni suplimentare și refacerea cordonului prin același procedeu de sudare.

1.3.2. Pori și sufluri

Defectele de tip pori și sufluri au forma unor cavități umplute cu gaze, cu suprafață lucie, în majoritatea cazurilor sunt sferice. Gazele care se pot afla în pori și sufluri, conform [46], [96], sunt mono- și bioxidul de carbon, hidrogenul sulfurat, metanul, etc.

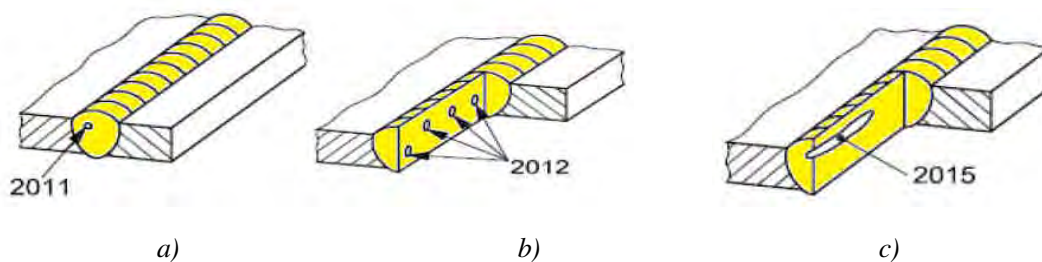


Figura 1.3.3. Pori și sufluri

După modul de repartiție în cusătura sudată, porii pot fi localizați în anumite zone-2011 (fig. 1.3.3.a) sau dispuși în șir-2012 (fig. 1.3.3.b). Suflurile-2015 au forme alungite (fig. 1.3.3.c), dimensiunea mai mare fiind paralelă cu cusătura sudată.

1.3.3. Incluziuni

Defectele reprezentate în fig. 1.3.4, la care particule metalice sau nemetalice cu compoziție chimică care diferă de cea a metalului se găsesc în cusătură, se numesc incluziuni. Acestea pot fi oxizi, sulfuri, silicați, nitruri, etc.

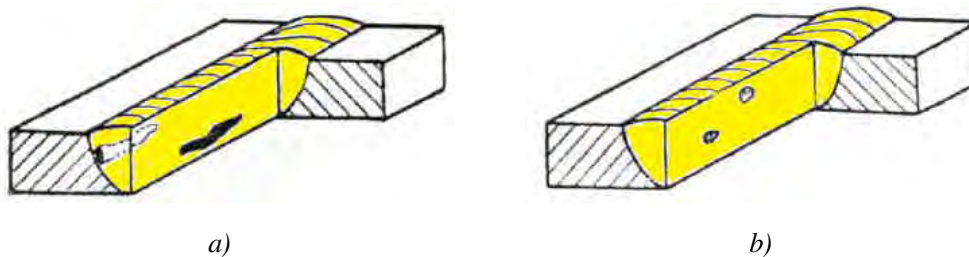


Figura 1.3.4. Incluziuni

Cea mai periculoasă formă a incluziunilor este cea poligonală cu muchii ascuțiți (fig. 1.3.4.a), care induce tensiuni suplimentare în îmbinare. O situație mai puțin periculoasă este cea în care incluziunile au forma sferică (fig. 1.3.5.b). Incluziunile care sunt amplasate în apropierea marginilor sunt mai periculoase decât cele poziționate în interiorul cusăturii.

1.3.4. Lipsa de pătrundere

Este defectul la care secțiunea necesară sudurii nu este în întregime acoperită de materialul depus, astfel încât rămân interstiții între metalul de bază și metalul depus. Cea mai nefavorabilă situație este aceea în care, din motive tehnologice, nu poate fi sudată rădăcina cordonului de sudură.

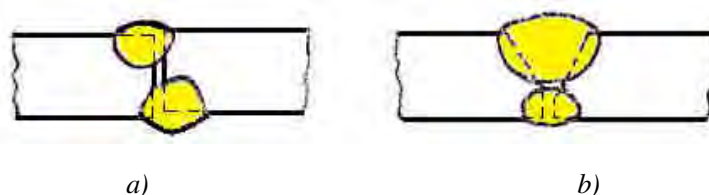


Figura 1.3.5. Lipsa de pătrundere

În figura 1.3.5.a este exemplificată lipsa de pătrundere ce apare la îmbinarea cap la cap fără pregătirea rosturilor, iar în figura 1.3.5.b este dat un exemplu de lipsă de pătrundere pentru o îmbinare cu rost în Y. Micșorarea secțiunii îmbinării duce la scăderea rezistenței mecanice, scăderea cel mult 10-15% nu are totuși un efect semnificativ asupra rezistenței statice, însă determină scăderea semnificativă a rezistenței la oboseală și a plasticității.

1.3.5. Lipsa de topire

Este caracterizată prin legătură incompletă dintre materialul de bază și cel depus sau între straturi succesive de metal depus. Poziția lipsei de topire în cusătură poate fi: lateral (fig. 1.3.6.a), între straturi (fig. 1.3.6.b) și la rădăcină (fig. 1.3.6.c).

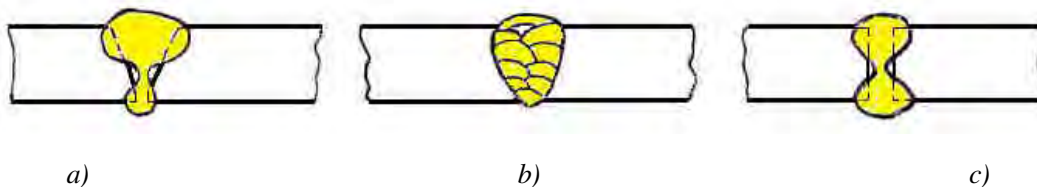


Figura 1.3.6. Lipsa de topire

Este permisă remedierea prin îndepărtarea zonei cu defect și refacerea sudurii, urmată de controlul pentru confirmarea îndepărtării defectului.

1.4. Metode de control

1.4.1. Metode locale de control

Marea majoritate a metodelor actuale de detectare a defectelor sunt metode locale, dintre acestea distingându-se metoda vizuală, lichide penetrante, ultrasunete, radiografice, metode ce utilizează câmpul magnetic sau termic, etc. Toate aceste tehnici experimentale [5], [11], [29], sunt laborioase sau impun ca poziția aproximativă pe structură a defectului să fie cunoscută și ușor și să fie accesibilă. Metodele experimentale permit de cele mai multe ori caracterizarea fidelă a defectelor, dar sunt supuse limitărilor prezentate anterior. Metodele locale prezintă avantajul că oferă informații exacte cu privire la locul, forma și severitatea defectului, dar sunt laborioase, se pot realiza doar pe spații mici și necesită accesul operatorului în zona de testare. Aceasta limitează utilizarea lor în cazul structurilor mari.

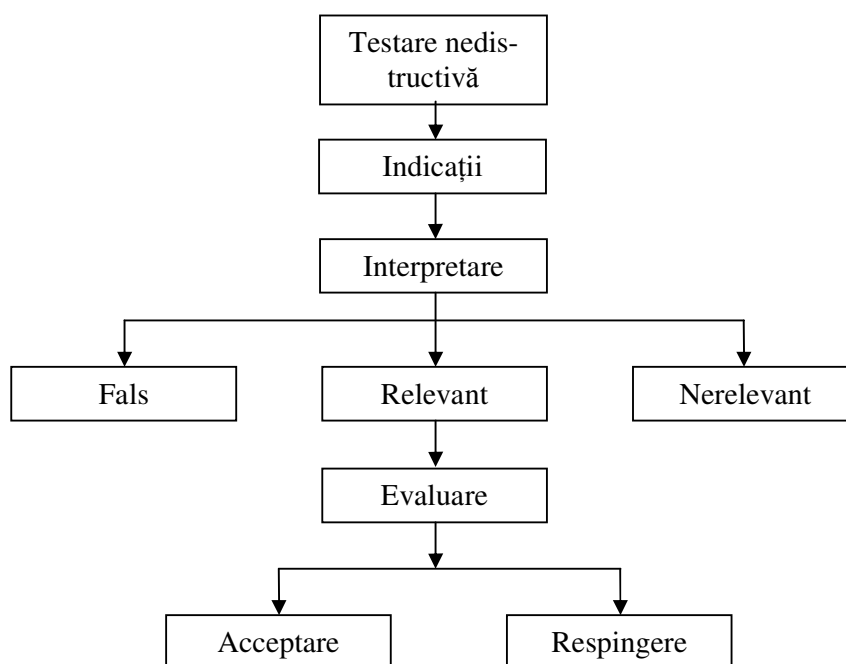


Figura 1.4.1. Principiul examinării nedistructive a structurii

Defectele și imperfecțiunile sunt inevitabile în structurile sudate [12, 115]. Astfel, sunt utilizate concepte de proiectare a structurilor sudate care țin seama de aceste deteriorări, cum ar fi toleranța la deteriorare („Damage Tolerance”) și rezistența la deteriorare („Damage Resistance”) [1]. Rezistența la deteriorare este în strânsă legătură cu capacitatea materialului de a diminua efectele deteriorărilor rezultate la impact, în timp ce toleranța la deteriorare se referă la

capacitatea materialului de a-și păstra proprietățile în urma apariției deteriorărilor în material, proprietăți ce poartă numele de proprietăți reziduale [7], [17], [19], [23].

Metodele locale intră în categoria metodelor de examinare nedistructivă [65, 116]. Controlul nedistructiv este ansamblul de metode [58, 117, 118] prin care se efectuează teste în mod regulat în vederea caracterizării stării de integritate a structurilor fără a le afecta proprietățile.

Principiul controlului nedistructiv este schematizat în figura 1.4.1. cele mai uzuale metode de control nedistructiv sunt:

- Controlul vizual;
- Controlul cu lichide penetrante ;
- Controlul cu pulberi (particule) magnetice;
- Controlul folosind curenti turbionari [52];
- Control ultrasonic [4];
- Controlul cu radiații penetrante sau radiografia [65] [83, 89].

1.4.2. Metode globale de control

Inconveniente ridicate de metodele locale au dus la necesitatea unor metode de control noi care să poată fi aplicate și unor structuri complexe și parțial inaccesibile. Astfel au apărut metodele globale care se bazează pe examinarea modificării caracteristicilor dinamice a structurii. Deoarece un defect produce un efect local, de exemplu reducerea rigidității într-o zonă a structurii, modificarea masei structurii, acesta influențează comportamentul întregii structuri în timp și spațiu.

În cazul metodelor globale de control al structurilor sudate nu este necesar accesul în zona de testare. Aceste metode pot fi utilizate pentru monitorizarea stării de sănătate a structurilor mari. Prin monitorizarea structurilor folosind metode globale avem informații privind detectarea și localizarea defectelor, dar informațiile privind severitatea defectului sunt insuficiente.

Starea structurii monitorizate prin metodele globale oferă indicații privind modificarea globală a valorilor parametrilor determinați [43, 50, 80], specifici metodei utilizate. De exemplu, metodele bazate pe analiza vibrațiilor indică modificări ale comportamentului dinamic prin modificarea frecvențelor naturale, modificarea formei modurilor de vibrație, prin creșterea amortizării, etc.

Monitorizarea este procesul de urmărire a stării structurii. Monitorizarea integrității structurale (Structural Health Monitoring-SHM) este un proces de monitorizare și diagnosticare a stării structurilor [82, 90], efectuat în timpul funcționării. Diagnosticarea este un proces de detectare, identificare și evaluare a defectului, a modificării proprietăților sau stării structurii care afectează sau poate afecta performanțele/siguranța acesteia. Defectul este definit ca fiind o imperfec-

țiune sau o discontinuitate care poate fi detectată prin controlul nedistructiv și nu duce neapărat la respingerea/eliminarea componentei [124].

O bine cunoscută clasificare pentru metodele globale de identificare a defectelor [5] a fost prezentată de Rytter în 1993. Astfel, el definește patru niveluri:

Nivel 1: Detectarea defectului: stabilește că defectul este prezent în structură;

Nivel 2: Localizarea defectului: stabilește locația defectului în structură;

Nivel 3: Cuantificarea severității defectului (adâncimea defectului);

Nivel 4: Predicția duratei de viață a structurii.

Ca metode globale de identificare a defectelor se amintesc: metoda directă; metoda inversă și metoda anticipației [19].

1.4.2.1. Metoda directă

Metoda directă monitorizează și evaluează caracteristicile modale ale structurii în baza răspunsului măsurat pentru a determina modificările dinamice ale structurii datorate defectelor. Datele de intrare și descrierea procesului sunt cunoscute a priori, se pune problema analizei răspunsului dat de sistem.

1.4.2.2. Metoda inversă

Metoda inversă actualizează permanent modelul structural analizat pentru a determina obținerea unor ieșiri similare cu răspunsul măsurat. Acest model actualizat se utilizează pentru estimarea mărimilor fizice modificate de apariția [24]. Metodele inverse necesită efectuarea de calcule laborioase și sunt în general bazate pe modele.

1.4.2.3. Metoda anticipației

Metoda anticipație intră de obicei în categoria nivelului 1 de identificare a defectelor dată de Rytter. Metoda presupune calcularea modificărilor de frecvență pentru un tip de defect cunoscut. În baza modelului matematic se determină diferite scenarii de defect [59], urmând ca frecvențele măsurate să fie comparate cu cele a priori calculate pentru identificarea defectului.

1.4.2.4. Metode bazate pe măsurarea frecvențelor naturale

În cadrul metodelor globale de detectare a defectelor structurilor o pondere importantă o ocupă metodele bazate pe măsurarea vibrațiilor, respectiv a frecvențelor naturale. Dezvoltarea metodelor de detectare și evaluare a defectelor structurilor bazate pe vibrații beneficiază de un mare interes în rândul cercetătorilor. Deoarece frecvențele naturale sunt o proprietate la nivel global a unei structuri, identificarea defectului la nivelul 2 și nivelul 3 este mai greu de realizat.

Adesea, prin utilizarea unui număr mic de frecvențe naturale determinate experimental este insuficient pentru a localiza în mod unic poziția defectului în structura. În literatura de specialitate se face o distincție între problema directă, care de obicei se încadrează în categoria de detectare a defectului (nivel 1) și problema inversă, care este de nivel 2, sau nivel 3 de localizare și cuantificare a defectului.

O metodă globală de monitorizare a structurilor sudate este prezentată de Viola și Bocchini [93], Husain et. al [48], Palmonella et. al. [69]. Metoda are la bază determinarea parametrilor modali utilizând teste cu sarcini statice. În urma testelor se detectează, se localizează și evaluează gradul de deteriorare determinând rigiditatea reziduală. Datorită algoritmilor dezvoltati metoda poate fi utilizată la evaluarea stării structurilor plane și spațiale, static determinate și static nedeterminate, care permit suplinirea valorilor parametrilor specifici ce nu pot fi obținut prin măsurători directe.

Cawley și Adams [15] sunt considerați primii autori care au folosit modificările de frecvențe naturale pentru a detecta imperfecțiuni în plăci și pentru a studia severitatea defectului (nivelul 1 și 2). Metoda se bazează pe raportul dintre modificările frecvențelor pentru modul i și j , valorile se compară cu o bază de date conținând posibile scenarii de defecte [85], în final alegându-se ca variantă probabilă cea pentru care se obține eroarea cea mai mică. Această metodă nu permite detectarea defectelor multiple. Doebling și Farrar [19] au arătat faptul că modificările frecvențelor naturale sunt mici pentru structurile civile, de aici nevoia de măsurători precise sau de defecte severe în structură pentru ca modificările de frecvențe să fie sesizabile. Nacy et. al [66] au dezvoltat o metodă de determinare a frecvențelor proprii pentru plăci sudate prin efectul tensiunilor reziduale. Modelul lor analitic ia în considerare 9 (nouă) cazuri de rezemare a plăcii și îl compară cu rezultatele obținute din analiza numerică și experimentală. Tot în baza tensiunilor reziduale, Zhao et. al. [112], Rao [78], Yang [102], Bhusnar [8], Patil [70] prezintă modele pentru determinarea frecvențelor naturale pentru cazuri particulare de plăci sudate.

Friswell și alții [25] identifică defectele pe baza unui catalog cunoscut cu scenarii probabile referitoare la defecte. Premiza lor pornește de la faptul că modelul structurii este făcut cu destulă acuratețe. Au calculat modificările frecvențelor pentru primele n moduri de vibrație pentru structura intactă și pentru toate tipurile de defecte considerate. Rapoartele modificărilor frecvențelor ne dau n^2 numere. Structura analizată are aceleași n^2 numere și s-a căutat o funcție putere care să treacă prin aceste puncte. Alegerea modificării frecvenței naturale pentru monitorizare este atractivă, deoarece frecvențele naturale pot fi măsurate în câteva puncte accesibile de pe structură.

În general, metodele pentru identificarea defectelor în structuri se bazează pe modelul Euler-Bernoulli. Ca și limitări s-a constatat faptul că modificările de frecvență între moduri succesive de vibrație sunt dependente doar de poziția defectului [2]. Datorită faptului că efectul modificării rigidității are la bază elemente de mecanica ruperii, unii cercetători consideră că rezultatele își pierd credibilitatea la modurile mari de vibrație și pe cale de consecință aceste metode pot

fi aplicabile pentru structuri cu fisuri mici. O metodă robustă de identificare a defectelor în grinzi cu geometrii diverse și pentru defecte transversale în numeroase configurații a fost prezentată de Gillich în lucrările [26, 27, 30-43, 63, 67, 68, 73-75, 88]. Metoda dezvoltată și care stă la baza metodelor de detectare și evaluare a defectelor prin modificarea frecvențelor naturale se bazează pe compararea valorilor măsurate ale frecvențelor naturale ale structurii monitorizate cu modelul de referință din starea inițială. Valorile diferențelor care apar din compararea celor două stări sunt denumite indicatori ai defectului.

În cercetările recente ale lui Gillich și colaboratorii din lucrările [30-39, 62] este prezentată o metodă de detectare a defectelor în bare prin analiza modificărilor frecvențelor naturale la primele 6 moduri de vibrație. Metoda este bazată pe corelarea modificărilor de frecvențe cu energia de deformare modală din secțiunea defectului. Algoritmul de evaluare a frecvențelor naturale este nou și se bazează pe trunchierea semnalului și rearanjarea liniilor spectrale. Pe baza rezultatelor experimentale autorul prezintă modelul statistic de evaluare a comportamentului dinamic al structurilor simple de tip grindă cu defect transversal și care stă la baza unui model analitic de evaluare a valorilor frecvențelor naturale în scopul detectării defectelor. Tehnica de achiziționare pe cale experimentală cu mare precizie [30] a valorilor frecvențelor naturale ale structurilor de tip grindă presupune trei etape principale: analiza timp frecvență, filtrarea semnalului și calcularea spectrului de putere al fiecărui component de semnal pentru segmentul relevant, pentru perioade întregi ale armonicii respective.

Severitatea și poziția defectului determină variații mici ale valorilor măsurate ale frecvențelor naturale. S-a demonstrat că fisurile de dimensiuni reduse sau defectele situate în apropierea punctelor de inflexiune ale formelor modurilor de vibrație produc modificări infime ale valorilor frecvențelor naturale, care pot fi nesemnificative în raport cu eventualele erori în măsurarea valorilor proprii ale frecvențelor structurilor intacte, contaminând rezultatele monitorizării.

Sunt cercetători care au investigat posibilitatea de a detecta defectul folosind comparația între vectorul de variație a frecvenței naturale datorat defectului și vectorul de predicție a schimbării frecvențelor naturale datorat defectului cu o locație cunoscută. Criteriul de asigurare a locației defectului multiplu (Multiple Damage Location Assurance Criterion - MDLAC) este definit folosind corespondența similară cu Criteriul de asigurare modală (Modal Assurance Criterion - MAC) folosit pentru a compara forma modurilor de vibrație. Metoda a fost aplicată la un model de grinzi cu zăbrele cu defect și s-a dovedit a fi de încredere.

Pentru a calcula poziția și mărimea unui defect într-o tijă folosind o pereche de frecvențe naturale, Morassi [64] utilizează ecuațiile de mișcare de la o bară. Avantajul major prin utilizarea frecvențelor naturale în evaluarea barelor cu defect este că acestea sunt ușor de achiziționat și metoda este simplă de abordat. La măsurarea frecvențelor o deosebită atenție trebuie acordată în filtrarea influenței condițiilor de mediu: modificarea temperaturii, rigiditatea structurii și condițiile la limită [72].

Metoda folosind doar frecvențele naturale, prezintă dezavantajul că modelele găsite sunt uneori sunt nerealiste. Pentru structuri cu rezemare simetrică ele nu pot distinge defectul pentru locuri simetrice pe bară și numărul de frecvențe naturale măsurat este în general mai mic decât numărul de parametri necunoscuți ai modelului, rezultând o soluție neunică. Prin urmare, în procesul de evaluare a defectelor de multe ori sunt luate în considerare forma modurilor de vibrație.

1.4.2.5. Metode bazate pe modificarea modurilor proprii de vibrație

Metodele de evaluare a modificărilor modurilor proprii de vibrație investighează experimental modificarea frecvențelor naturale, împreună cu schimbarea experimentală a formei modului de vibrație pentru a detecta și evalua defectul. Este posibil să se utilizeze un singur număr de măsurători la schimbarea formei modului de vibrație. Un singur set de măsurători reprezintă criteriul de asigurare modală (MAC), dar s-a dovedit că respectivul criteriu este destul de insensibil la o structură cu defecte mici. Valoarea MAC pentru două moduri φ^A și φ^B cu n grade de libertate modale este definită ca:

$$MAC_{A,B} = \frac{\left| \sum_{i=1}^n \varphi_i^A \varphi_i^B \right|^2}{\sum_{i=1}^n (\varphi_i^A)^2 \sum_{i=1}^n (\varphi_i^B)^2} \quad (1.4.1)$$

Criteriul MAC ia valori între 0 și 1 și indică gradul de corelare între două moduri: 0 dacă nu există corelare; 1 pentru corelare. Abaterea de la valoarea 1 poate fi interpretată ca un indicator al defectului în structuri.

Criteriul de asigurare modală coordonată (COMAC) diferă de criteriul MAC deoarece această metodă oferă informații locale și combină informații de la moduri diferite. Metoda COMAC pentru coordonata modului i și pentru modurile m este conform (1.4.2). Dacă deplasarea modală a coordonatei i pentru două măsurători este identică, valoarea COMAC este egală cu unitatea.

$$COMAC_{i,A,B} = \frac{\left| \sum_{j=1}^m \varphi_{i,j}^A \varphi_{i,j}^B \right|^2}{\sum_{j=1}^m (\varphi_{i,j}^A)^2 \sum_{j=1}^m (\varphi_{i,j}^B)^2} \quad (1.4.2)$$

Un mare dezavantaj al utilizării criteriilor de asigurare modală îl constituie metodele laborioase necesare obținerii pe cale experimentală a formelor modurilor de vibrație [38].

Cel mai simplu mod de a utiliza formele modurilor de vibrație este acela care ia în considerare diferențele dintre formele modurilor de vibrație pentru structurile cu și fără defecte. Se presupune că defectul produce o descreștere locală a rigidității iar cea mai mare modificare a amplitudinii formei modului de vibrație este de așteptat să apară la locul defectului.

În metoda prezentată de Richardson și Mannan [79], Bhusnar și Sawanade [8] pe plăci sudate se presupune că defectele sunt limitate de modificări ale rigidității. Metoda se bazează pe măsurarea frecvenței naturale și analiza formei modului de vibrație înainte de apariția defectului. Măsurarea frecvențelor are loc și după apariția defectului. Astfel se obține o ecuație care exprimă modificările de rigiditate pentru fiecare mod de vibrație în parte, respectiv se pot obține ecuații care exprimă modificările de masă sau modificările amortizării. Problema care a apărut în utilizarea acestei metode constă faptul că pentru a evalua modificările de rigiditate rezultă o mulțime de ecuații nedeterminate.

1.4.2.6. Metode bazate pe modificarea curburii formei modale

În timp ce pentru defecte reale modificările formei modale sunt greu de pus în evidență, curbura formei modale este mai sensibilă cu defectul. Este de remarcat faptul că, pentru grinzi, curbura și deformația la încovoiere sunt legate direct și se exprimă prin relația:

$$\varepsilon = \frac{y}{R} = ky \quad (1.4.3)$$

unde ε este deformația, R este raza de curbura, k este curbura și y distanța până la axa neutră.

Metodele de detectare și evaluare a defectelor bazate pe modificarea curburii formelor modurilor de vibrație sunt utilizate ca metode alternative ale celor care utilizează modificarea formelor modale, datorită indicațiilor mult mai sensibile la apariția defectelor.

Pentru obținerea curburii sunt posibile două opțiuni: calcul de deplasări modale sau măsurarea directă a curburii/deformație. Dacă apare o fisură rezultată din încovoiere, există o scădere a rigidității la încovoiere (EI) și acest lucru ar trebui să cauzeze o creștere locală a curburii, care este egală cu momentul încovoiator împărțit la rigiditatea la încovoiere. Valorile curburii sunt calculate funcție de deplasarea formei modului.

Metoda a fost aplicată cu succes în estimarea locației defectului într-o bară de oțel. Cea mai mare provocare este determinarea în mod corect a curburii modale din măsurători experimentale.

Din literatura de specialitate concluzionăm faptul că metoda privind modificarea curburii formelor modurilor de vibrație este un bun indicator al defectului. Este cunoscut faptul că formele modurilor de vibrație sunt funcții ale acestora, utilizarea metodei este limitată de dificultățile care apar în procesul de măsurare, variația factorilor de mediu și de incertitudinile privind condițiile la limită.

1.4.2.7. Metode bazate pe modificarea matricii de flexibilitate

O altă clasă de metode de identificare a defectului folosește matricea de flexibilitate a măsurii dinamice pentru a estima schimbările în comportamentul static al structurii. Deoarece matricea de flexibilitate este definită ca inversul matricii de rigiditate statică, matricea de flexibilitate se referă la forța statică ce rezultă din deplasarea structurii. Astfel, fiecare coloană a matricii de flexibilitate reprezintă un set de deplasări nodale ale structurii din cauza unei forțe unitate aplicată pe unul din gradele de libertate (DOF).

Matricea de flexibilitate măsurată F este dedusă din formele modale masice normalizate măsurate și frecvențele naturale ca:

$$F = \varphi \Lambda^{-1} \varphi^T = \sum_{i=1}^n \varphi_i \varphi_i^T \quad (1.4.4)$$

cu: $\Lambda = \text{diag}(\omega_i^2)$ matricea de rigiditate modală.

Expresia matricii de flexibilitate este aproximativă, datorită faptului că doar primele moduri de vibrație ale structurii pot fi măsurate. Exprimarea completă a matricii de flexibilitate statice ar necesita măsurarea tuturor formelor modale și a frecvențelor naturale.

Defectul este detectat cu ajutorul matricii de flexibilitate prin compararea matricii de flexibilitate sintetizate utilizând modurile de vibrație a structurii cu defect cu matricea de flexibilitate sintetizată utilizând modurile de vibrație a structurii fără defect sau cu matricea de flexibilitate de la un model din analiza numerică prin metoda elementului finit. Din cauza relației inverse la patrat a frecvențelor modale, matricea de flexibilitate măsurată este cel mai sensibil la schimbări ale modurilor în gama de frecvențe mai mici. Matricea de flexibilitate converge rapid pentru valori mari ale frecvenței, flexibilitatea constituind un avantaj în locul rigidității.

1.4.2.8. Metode bazate pe modificarea energiei de deformare

Metodele bazate pe modificarea energiei de deformare au la bază legătura care există între energia de deformare dU_i ce este înmagazinată într-o secțiune x a structurii [86] și curbura formei modului i de vibrație ϕ_i în aceeași secțiune exprimată matematic funcție de modulul de elasticitate E al materialului și momentul de inerție al secțiunii transversale I , sub forma:

$$dU_i(x) = \frac{1}{2} EI [\Phi_i''(x)]^2 dx \quad (1.4.5)$$

Energia de deformare corespunzătoare formei modului i de vibrație într-o secțiune x este direct proporțională cu patratul curburii formei modului de vibrație respectiv pentru aceeași secțiune. Deci, în secțiunile corespunzătoare punctelor de inflexiune a formelor modale energia de deformare este nulă și maximă în secțiunile corespunzătoare punctelor de extrem. Datorită aces-

tui fapt reducerea rigidității într-o anumită secțiune produce efecte diferite asupra valorilor frecvențelor naturale ale diferitelor moduri de vibrație, în funcție de poziția defectului în raport cu punctele critice ale formelor modurilor de vibrație. Un defect poziționat într-un punct de inflexiune al unui mod de vibrație nu modifică frecvența proprie a modului respectiv indiferent de severitatea lui, în timp ce un defect poziționat într-un punct de extrem determină o modificare maximă a valorii frecvenței naturale a modului respectiv. Astfel, variația frecvenței naturale a unui mod de vibrație a unei structuri cu defect situat într-o anumită secțiune, variază de la 0 la maxim în funcție de energia de deformare stocată în secțiunea respectivă, prin intermediul pătratului curbării.

1.4.2.9. Metode bazate pe analiză numerică prin metoda elementului finit

Metoda de bază pentru evaluarea adâncimii defectului din structură implică dezvoltarea unui model numeric, în majoritatea cazurilor un model cu elemente finite. În metoda actualizării modelului cu elemente finite, o problemă de optimizare este stabilirea diferențelor între datele experimentale și analiza modală prin ajustarea parametrilor incerti pe model. Comportamentul modelului numeric trebuie să corespundă cât mai bine cu cel al structurii reale, în scopul de a detecta, localiza și cuantifica defectul.

Modele de analiză și detecție a defectelor în structuri sudate bazate pe analiză numerică prin metoda elementului finit au fost prezentate de Yang et al. [103], Yahya [104], Hunter et al. [47], Patil et al. [70], Husain et al. [48] pentru cazuri particulare de structuri sudate. Rezultatele din analiza numerică modală au fost obținute folosind diferite programe (soft-uri) specializate de analiză, cum ar fi: Ansys, Abaqus, etc.

Metodele inverse abordează și etapele 2 și 3 ale procesului de monitorizare: localizarea și evaluarea defectului. Modelul se bazează pe analiza prin metoda elementului finit. Aceste metode combină utilizarea unui model predictiv al structurii cu datele obținute din măsurători. Datele sunt obținute ca urmare a măsurării valorilor parametrilor modali, sau pot fi generate de funcția frecvenței de răspuns. Aceste metode se bazează pe continua actualizare a modelului predictiv, prin identificarea parametrilor incerti, în scopul minimizării erorilor dintre datele măsurate și predicțiile modelului.

Metode inverse de detectare a defectelor în bare bazate pe modificarea frecvențelor naturale sunt prezentate de Gillich și colaboratorii [30-42]. Metoda prezentată de autori are la bază comparația dintre valorile modificărilor relative normalizate pentru fiecare mod de vibrație la valoarea cea mai mare a frecvențelor naturale. Valorile sunt obținute analitic pentru grinda intactă și experimental pentru grinda cu defect, pentru fiecare mod i de vibrație, $i=1...n$, care formează un șirul (1.4.6):

$$\bar{\psi}_1 = \frac{\Delta f_1}{\max(\Delta f_i)}; \bar{\psi}_2 = \frac{\Delta f_2}{\max(\Delta f_i)}; \dots \bar{\psi}_n = \frac{\Delta f_n}{\max(\Delta f_i)} \quad (1.4.6)$$

și care se compară cu valorile normalizate ale pătratului curburii modului de vibrație i , corespunzătoare unei anumite poziții x_k a defectului pe bară, denumite coeficienți de influență a poziției defectului, constituiți din k serii de n valori, exprimați sub forma (1.4.7):

$$\Phi_1(x_k) = \frac{(\bar{\Phi}_1''(x_k))^2}{\max[(\bar{\Phi}_1''(x_k))^2]}; \Phi_2(x_k) = \frac{(\bar{\Phi}_2''(x_k))^2}{\max[(\bar{\Phi}_2''(x_k))^2]}; \dots \Phi_n(x_k) = \frac{(\bar{\Phi}_n''(x_k))^2}{\max[(\bar{\Phi}_n''(x_k))^2]} \quad (1.4.7)$$

Se compară șirul de valori (1.6) cu fiecare serie de valori (1.7) și valoarea lui x_k pentru care se înregistrează cele mai mici diferențe, indică poziția defectului. Conform autorilor această metodă poate fi aplicată pentru orice mod de rezemare a grinzilor și nu este condiționată de adâncimea defectului. Un dezavantaj îl constituie faptul că în cazul grinzilor simetrice indică două poziții posibile ale defectului.

1.4.2.10. Metode de modificare a sensibilității structurii

Metodele de modificare a sensibilității utilizează formele de vibrație a structurii intacte, respectiv cu defect și valorile frecvențelor naturale corespunzătoare modurilor de vibrație ale structurii fără defect. La modificarea rigidității și/sau a modificării masei într-un segment al structurii bine delimitat apar modificări și în forma modurilor de vibrație. Literatura de specialitate [98] admite că sensibilitatea față de modificările de masă este mult mai stabilă, deoarece sensibilitatea față de modificările rigidității poate fi viciată de zgomotul prezent în procesele de măsurare.

1.4.2.11. Metode de modificare a frecvenței de răspuns

Metodele bazate pe modificările frecvenței de răspuns intră în categoria metodelor de detectare a defectelor bazate pe analiza neliniară. Metodele iau în considerare ca indicator în monitorizarea structurilor funcția frecvenței de răspuns pe care o definesc ca fiind transformata Fourier a datelor de răspuns normalizate prin transformata Fourier a excitației. Modificările de amplitudine și defazarea sunt funcții de: caracteristicile de masă, rigiditate și amortizare a sistemului [49]. Bornn et. al [9] consideră în primă fază ca indicator în monitorizarea structurii cu comportament neliniar funcția frecvenței de răspuns. Depistarea defectelor [10] poate fi realizată prin utilizarea modelului autoagresiv. Acesta extrage caracteristicile comportamentului dinamic al structurii monitorizate cu sensibilitate la defect în baza potrivirii liniare a datelor brute de ieșire la senzorul de rang k la momentul t exprimat de relația (1.4.8):

$$x_t^k = \sum_{j=1}^p w_j^k x_{t-j}^k + \varepsilon_t^k \quad (1.4.8)$$

respectiv, parametrul de măsurat w la momentul t măsurat cu senzorul k rezultă ca urmare a combinării liniare a valorilor măsurate ale parametrului w în p momente. ε_t^k reprezintă eroarea dintre predicție și valoarea măsurată a parametrului w variabil în timp la momentul t .

Având modelul pentru structura intactă, acesta poate fi utilizat în procesul de detectare a defectelor astfel:

- realizând un model similar în baza datelor măsurate pentru parametrii w de același ordin p . Nepotrivirile rezultate din cele două modele sunt indicatori ai defectului;

- utilizând modelul structurii intacte pentru a crea un model predictiv al datelor de răspuns. Eroarea reziduală obținută poate fi utilizată ca indicator al defectului.

Monitorizarea structurilor reale complexe, cu interfețe complexe, cu multe îmbinări și care sunt caracterizate inițial printr-un comportament dinamic neliniar au impus dezvoltarea metodelor bazate pe utilizarea datelor măsurate funcție de timp, capabile să evidențieze în funcția frecvenței de răspuns modificările survenite ca urmare a apariției defectului. Aceste metode sunt capabile să modeleze orice neliniaritate existentă între datele care le formează. Ele sunt cunoscute ca mașini vector de sprijin autoregresiv, sunt simbolizate AR-SVM și au expresia:

$$x_t^k = \sum_{j=p+1}^{t_0} \beta_j K(x_{j-p;j-1}^k, x_{t-p;t-1}^k) + \varepsilon_t^k \quad (1.4.9)$$

unde, t_0 este intervalul de timp în care este construit modelul, cu $t=1...t_0$, K este funcția care dă distanța dintre doi vectori, β_j este valoarea parametrului măsurat la momentul j . Funcția K prezintă o mare varietate de forme. Cunoscute sunt cele bazate pe estimarea distanțelor radiale sau funcții ale produsului scalar liniar.

1.4.2.12. Metode de analiză "wavelet"

Sistemele neliniare au semnale de răspuns variabile funcție de timp. Analiza prin metoda convențională Fourier nu satisface necesitățile metodelor de monitorizare. Astfel au apărut instrumente de prelucrare a semnalelor în funcție de timp prin analiza "wavelet" a semnalelor, iar metodele sunt bazate pe semnale tranzitorii.

Transformarea continuă wavelet permite analiza cu precizie a caracteristicilor tranzitorii și modificarea unui semnal neliniar și nestăionar pentru o structură deteriorată. Semnalul este descompus în mișcări oscilatorii wavelets mici foarte ușor de localizat în frecvență și timp.

Transformarea continuă wavelet pentru un semnal $f(t)$, măsurat pe un eșantion de N localizări în timp, la intervalul de eșantionare δ_t , este de fapt o compunere a secvențelor de date $f(n')$, cu $n'=1...N$, cu o oscilație wavelet scalată și normalizată (1.4.10). n definește indicele de timp

localizat și este egal cu intervalul de eșantionare, a reprezintă parametrul de scalare și Ψ_0^* reprezintă conjugata complexă a funcției sursă wavelet.

$$C_{(a,n)} = \sum_{n'=0}^{N-1} f(n') \sqrt{\frac{\delta_t}{a}} \Psi_0^* \left(\frac{(n'-n)\delta_t}{a} \right) \quad (1.4.10)$$

Metodele de detectare a defectelor bazate pe modificarea wavelet sunt împărțite în trei categorii:

- metode care utilizează variația parametrilor funcției wavelet în detectarea și analiza severității defectelor;
- metode care localizează defectul pe baza perturbației locale și a neregularităților parametrilor funcției wavelet în zona localizării defectului;
- metode care au la bază reflecțiile wavelet cauzate de defectele locale, utilizate pentru localizare și evaluare a defectelor.

1.4.2.13. Metode bazate pe rețele neuronale

Metodele bazate pe rețele neuronale au la bază inteligența artificială. Memorarea informației se realizează prin stabilirea de valori corespunzătoare ale ponderilor conexiunilor sinaptice între neuronii rețelei. Caracteristic pentru o rețea neuronală este faptul că își construiește singură algoritmul pentru rezolvarea unei probleme dacă în prealabil rețelei i-au fost furnizate o mulțime de exemple reprezentative. Până în prezent nu este cunoscută nici o cercetare care a avut ca obiect un sistem cu comportament dinamic neliniar, specific structurilor reale complexe. Procesele de monitorizare a structurilor prin utilizarea metodelor bazate pe rețele neuronale sunt încă în fază incipientă.

1.5. Sistematizare clasificare defecte și efectul lor asupra comportamentului dinamic

Din analiza literaturii de specialitate prezentată în paragrafele anterioare rezultă faptul că majoritatea metodelor de detectare a defectelor nu pot fi utilizate în monitorizarea stării de sănătate a structurilor sudate. Un studiu comparativ al metodelor de detectare și evaluare a defectelor pentru bare și plăci a fost făcut de Wei et. al [97] care le-a sistematizat în 4 (patru) categorii:

- metode bazate pe modificările frecvențelor naturale;
- metode bazate pe modificările modurilor proprii de vibrație;
- metode bazate pe modificarea curburii formei modale;
- metode bazate atât pe modificările frecvențelor naturale, cât și pe modificările modurilor proprii de vibrație.

El a observat că majoritatea metodelor bazate pe modificarea modurilor proprii și a curburii formei modale se concentrează asupra localizării defectului. Pentru a localiza defectul cu precizie, metoda modurilor de vibrație se bazează pe optimizarea unor algoritmi sau pe optimizarea tehnicii procesării semnalului măsurat în timp ce metoda curburii formei modale are algoritmi eficienți în localizarea unui anumit tip de defect.

Ideea fundamentală pentru identificarea defectelor pe baza vibrațiilor naturale constă în faptul că defectul induce în structură modificări ale proprietăților fizice: masă, rigiditate, amortizare, care schimbă proprietățile modale ale sistemului: frecvențe naturale, formele modale, amortizarea. De exemplu, în cazul structurilor sudate, cordonul de sudură modifică masa structurii, iar apariția defectelor în structura sudată modifică rigiditatea structurii. Pe cale de consecință se modifică și caracteristicile de vibrație pentru întreaga structură.

Cu toate că la testele de vibrație excitația și răspunsul sunt întotdeauna măsurate și înregistrate în domeniu timp, examinarea acestor date pentru detectarea/localizarea defectelor este dificilă. De aceea, pentru analiză se preferă trecerea datelor din domeniu timp în analiză modală, în care datele sunt transformate în frecvențe naturale.

Pe parcursul ultimelor trei decenii au fost realizate ample cercetări în identificarea defectelor pe baza vibrațiilor naturale și astfel s-au înregistrat progrese semnificative în acest domeniu. Pentru rezolvarea diferitelor probleme au fost dezvoltate o gamă largă de tehnici, algoritmi și metode pornind de la componente structurale de bază (grinzi, plăci) până la structuri complexe (poduri, clădiri).

Există două motive principale pentru care cercetările de detectare a defectului sunt concentrate asupra structurilor simple:

- cele mai multe structuri, sau componente ale acestora din ingineria civilă și mecanică pot fi considerate de tip bară sau placă;
- identificarea defectului într-o bară, respectiv placă oferă un indiciu important pentru eficacitatea și acuratețea tehnicilor de identificare a defectului.

Autorul propune dezvoltarea unui algoritm pentru determinarea frecvențelor naturale la structuri sudate formate din bare care să țină cont de modificările proprietăților modale ale structurii: masa și rigiditatea.

Datorită forme bombate a cordonului de sudură (fig. 1.5.1), comparativ cu o bară de secțiune constantă, structura sudată are masa mai mare și rigiditatea modificată în această zonă. Supraînlățirea cordonului de sudură h de lățime b produce modificări proprietăților modale a structurii: frecvența, forma modală, etc.

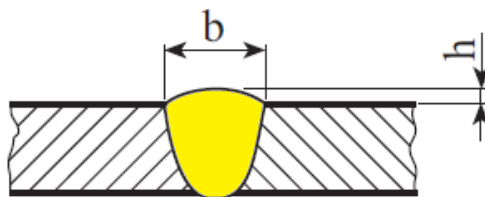


Figura 1.5.1. Cordon sudură

Defectele îmbinărilor sudate conduc la modificarea proprietăților fizice ale structurii sudate, respectiv modifică parametrii modali astfel:

- crăpăturile, fisurie, lipsa de pătrundere, lipsa de topire se caracterizează prin modificarea secțiunii și a rigidității structurii sudate în zona cusăturii. Efectele acestor defecte se regăsesc în modificarea frecvențelor naturale ale structurii.

- porii, sulfurile, incluziunile nemetalice reduc masa structurii sudate, modifică rigiditatea globală a structurii și influențează frecvențele naturale și forma modului de vibrație.

În zona influențată termic (ZIT) zona este eterogenă. Aici se disting mai multe zone de trecere [113] de la cordonul de sudură la metalul de bază (fig. 1.5.2). Pornind de la cordonul de sudură spre metalul de bază distingem trei zone importante:

- zona de supraîncălzire cu granulație grosieră caracterizată prin rezistență mai ridicată și plasticitate mai scăzută în care structura materialului este predominant austenitică. Austenita are cel mai mic volum specific dintre toți componenții aliajelor Fe-C și are cea mai mare greutate specifică, deci în această zonă densitatea materialului și modulul de elasticitate cresc;

- zona de trecere caracterizată prin revenirea rezistenței spre o valoare egală cu a materialului de bază și creșterea plasticității. Structura este fină predominant perlitică. În această zonă densitatea revine la valoarea materialului de bază, dar modulul de elasticitate crește;

- zona de normalizare este corespunzătoare temperaturii de recoacere de detensionare, zonă în care plasticitatea coboară la valoarea materialului de bază. Structura este predominant feritică. Proprietățile feritei depind de mărimea grăunțului. Cu cât grăunțele este mai mare cu atât scade duritatea, rezistența și reziliența și cresc proprietățile plastice (alungirea și gătuirea). În această zonă densitatea scade sub valoarea metalului de bază, iar modulul de elasticitate este același cu al metalului de bază.

La sudarea în mai multe treceri (fig. 1.5.2), în afara zonelor menționate mai sus, apar zone datorate depunerii cordonului de sudură următor:

- o zonă reîncălzită provenită din zona supraîncălzită și zona de normalizare;
- o zonă subcritică de la zona supraîncălzită și zona de trecere;
- o zonă temperată provenită de la zona reîncălzită și zona de trecere.

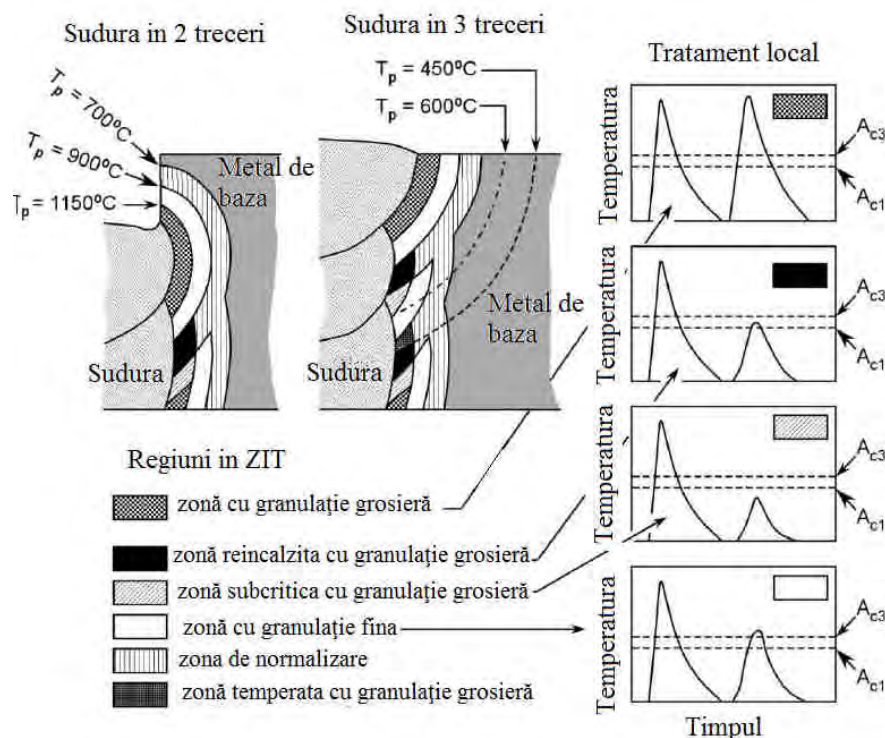


Figura 1.5.2. Regiuni în ZIT la sudarea cu două și trei treceri

Se poate constata că în ZIT avem modificări ale proprietăților fizice pentru toate zonele enunțate. În fiecare zonă se modifică și parametrii modali, respectiv fiecare zonă are o influență asupra frecvențelor naturale.

Ciclul de tratament termic local pentru fiecare zonă, temperatură funcție de timp poate fi urmărit în diagramele din figura 1.5.2, unde A_{c3} , A_{c1} reprezintă limitele de temperatură la care are loc topirea, respectiv solidificarea metalului în timpul procesului de sudare.

1.6. Concluzii și contribuții personale

Avantajele tehnologice ale îmbinărilor sudate permit aplicarea acestora într-un număr foarte mare de cazuri, pe un număr tot mai mare de materiale. Din literatura de specialitate și standarde a fost extrasă, comentată și ilustrată influența parametrii tehnologici asupra dimensiunilor cordonului de sudură și ale zonei influențate termomecanic. Un alt aspect abordat în perioada de documentare a fost analiza defectelor îmbinărilor sudate. Am arătat că aprecierea și caracterizarea globală a defectelor trebuie să ia în considerare următoarele aspecte: tipul defectului, mărimea și forma defectului, poziția acestuia în îmbinare, secțiunea materialului în care este poziționat defectul, numărul defectelor pe unitatea de suprafață sau volum, solicitările prescrise construcției, etc. Dintre defectele cu efectul cel mai nefavorabil asupra structurii sudate se numără lipsa de pătrundere, caracterizată prin aceea că materialul topit nu umple complet rostul, astfel încât secțiunea structurii în zona sudată este slăbită din punct de vedere al rezistenței mecanice.

Fisura, manifestă sub forma unei discontinuități cu dimensiuni microscopice sau macroscopice, este un alt defect periculos și prin urmare neadmis. Lipsa de pătrundere și fisura au un impact asemănător asupra parametrilor modali, deosebirea fiind ponderea în care acționează scăderea rigidității și cea a masei. Deoarece lipsa de pătrundere combină cele două efecte în proporții asemănătoare, acesta este defect tratat cu prioritate în teză. Celelalte defecte clasificate în standardul ISO 6520-1 sunt mai puțin periculoase deoarece au extindere mai mică sau se concentrează în interiorul elementului sudat.

Ideea fundamentală pentru identificarea defectelor pe baza vibrațiilor naturale constă în faptul că defectul induce în structură modificări ale proprietăților fizice: masă, rigiditate, amortizare, care schimbă proprietățile modale ale sistemului: frecvențe naturale, formele modale, amortizarea. Cu toate că la testele de vibrație excitația și răspunsul sunt întotdeauna măsurate și înregistrate în domeniu timp, examinarea acestor date pentru detectarea/localizarea defectelor este dificilă. De aceea, pentru analiză se preferă transformarea datelor din domeniu timp în domeniul frecvență.

Contribuțiile personale referitoare acestui subcapitol se referă la centralizarea și ordonarea datelor existente privitoare la structurile sudate din punctul de vedere al clasificării procedeelelor de sudare, a defectelor ce pot apare în structurile sudate, a metodelor locale și globale de detectare, localizare și evaluare a defectelor. Aprofundarea cunoștințelor existente și prezentate în literatura de specialitate mi-au permis realizarea unui model de calcul a frecvențelor naturale pentru structurile sudate, model prezentat în capitolul 2.

2. DETERMINAREA PARAMETRILOR MODALI AL STRUCTURILOR ASAMBLATE PRIN SUDARE

2.1. *Vibrațiile elementelor structurale*

Conform Dicționarului explicativ al limbii române vibrația este o “mișcare periodică a unui corp sau a particulelor unui mediu, efectuată în jurul unei poziții de echilibru”.

Energia de deformație este nulă pentru poziția de echilibru static, caz în care sistemul are numai energie cinetică. Deoarece energia cinetică maximă este egală cu energia de deformație maximă, conform principiului metodei lui Rayleigh, prin egalarea cele două energii se poate determina frecvența proprie fundamentală de vibrație [100, 101].

În cazul sistemelor continue, când masa și elasticitatea sistemului în vibrație sunt distribuite în tot sistemul, pentru a descrie configurația sistemului se impune determinarea un număr infinit de coordonate [33], ceea ce înseamnă că aceste sisteme au un număr infinit de grade libertate, deci au și un număr infinit de frecvențe naturale și forme modale proprii.

Pentru determinarea frecvențelor naturale ale unei structuri, în continuare sunt adoptate ipotezele din teoria încovoierii simple [29, 54], sau teoria Euler-Bernoulli a barelor:

- a) bara este inițial dreaptă;
- b) grosimea barei (h) este mică în comparație cu raza sa de curbura în secțiunea cu deplasare maximă;
- c) secțiunile transversale plane rămân plane în toate fazele unei vibrații;
- d) una dintre axele principale de inerție ale secțiunii este perpendiculară pe direcția mișcării;
- e) nu există forțe axiale;
- f) deformațiile transversale datorite forfecării sunt neglijabile;
- g) masa barei este concentrată în axa neutră.

Ultimele două ipoteze arată că se neglijează efectele forfecării și inerției la rotație.

În cazul vibrațiilor libere pornim de la ecuația diferențială a mișcării [30-39, 40-42, 51] care are expresia:

$$\frac{d^4 W}{dx^4} - \omega^2 \frac{\rho A}{EI_z} W = 0 \quad (2.1)$$

cu soluția generală:

$$W(x) = A \sin \alpha x + B \cos \alpha x + C \sinh \alpha x + D \cosh \alpha x \quad (2.2)$$

unde:

$$\alpha^4 = \omega^2 \frac{\rho A}{EI_z} \quad (2.3)$$

în care:

$W(x)$ [m] reprezintă deplasarea pe transversală, sau săgeata;

ω [rad/s] este pulsația proprie sistemului;

ρ [kg/m³] densitatea materialului;

A [m²] aria secțiunii transversale;

E [N/m²] modulul de elasticitate longitudinal, sau modulul Young;

I_z [m⁴] momentul de inerție al secțiunii transversale după direcția z ;

α [-] este numărul de undă adimensional care caracterizează modul de vibrație.

Constantele de integrare (A , B , C și D) se determină impunând condiții la limită sistemului și anume:

a) capăt simplu rezemat sau articulat - la care deplasarea transversală (W) și momentul încovoietor ($\frac{d^2W}{dx^2}$) au valoarea zero;

b) capăt încastrat, înțepenit sau fix - la care deplasarea transversală (W) și rotirea ($\frac{dW}{dx}$) au valoarea zero;

c) capăt liber - la care momentul încovoietor ($\frac{d^2W}{dx^2}$) și forța tăietoare ($\frac{d^3W}{dx^3}$) au valoarea zero.

2.1.1. Bară încastrată la ambele capete

Pentru o bară de secțiune constantă și lungime L , încastrată la ambele capete (fig. 2.1.1), impunând condițiile la limită pentru fiecare capăt (2.4) obținem un sistem de patru ecuații omogene. Soluția nebanală se obține atunci când determinantul coeficienților este nul.

Ecuație transcendentă în (α), respectiv ecuația de frecvență se obține prin dezvoltarea determinantului ale cărei soluții înlocuite în (2.9) conduc la determinarea frecvențelor naturale.

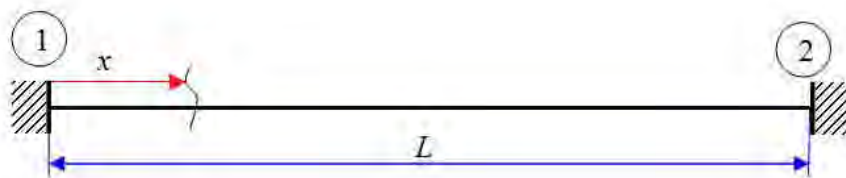


Figura 2.1.1. Bară încastrată la ambele capete

Pornim de la soluția generală a ecuației diferențiale (2.1), respectiv funcția de deplasare transversală a barei și primele trei derivate reprezentând: rotirea, momentul și forța tăietoare și obținem sistemul de ecuații (2.4).

$$\begin{cases} W(x) = A \sin \alpha x + B \cos \alpha x + C \sinh \alpha x + D \cosh \alpha x \\ \frac{dW(x)}{dx} = \alpha (A \cos \alpha x - B \sin \alpha x + C \cosh \alpha x + D \sinh \alpha x) \\ \frac{d^2 W(x)}{dx^2} = \alpha^2 (-A \sin \alpha x - B \cos \alpha x + C \sinh \alpha x + D \cosh \alpha x) \\ \frac{d^3 W(x)}{dx^3} = \alpha^3 (-A \cos \alpha x + B \sin \alpha x + C \cosh \alpha x + D \sinh \alpha x) \end{cases} \quad (2.4)$$

Scriem condițiile la limită:

$$\begin{cases} W(0) = 0 = B + D \Rightarrow B = -D \\ \frac{dW(0)}{dx} = 0 = A + C \Rightarrow A = -C \\ W(L) = 0 = A \sin \alpha + B \cos \alpha + C \sinh \alpha + D \cosh \alpha \\ \frac{dW(L)}{dx} = 0 = A \cos \alpha - B \sin \alpha + C \cosh \alpha + D \sinh \alpha \end{cases} \quad (2.5)$$

În aceste condiții, constantele de integrare devin:

$$\begin{cases} B = -D \\ A = -C \\ C = D \frac{\sin \alpha + \sinh \alpha}{\cos \alpha - \cosh \alpha} \end{cases} \quad (2.6)$$

Ecuția de frecvență, ale cărei soluții reprezintă numerele de undă pentru modurile de vibrație naturale ale barei, are expresia:

$$\cos \alpha_i \cosh \alpha_i - 1 = 0 \quad (2.7)$$

unde: $i=1, 2, 3, \dots, n$ reprezintă numărul modului de vibrație.

Deci, soluțiile ecuației de frecvență (2.7) ne dau numerele de undă adimensionale α_i .

Numerele de undă adimensionale și frecvențele naturale determinate cu relația (2.9) pentru primele $n=10$ moduri de vibrație, pentru o bară de secțiune rectangulară cu lățimea $b=0,02\text{m}$, înălțimea $h=0,005\text{m}$, lungimea $L=1\text{m}$, executată din oțel cu modulul de elasticitate $E=2 \cdot 10^{11} \text{N/m}^2$ și coeficientul Poisson $\nu=0,3$, sunt prezentate în tabelul 2.1.1.

Funcția modală (forma modurilor de vibrație) normalizată (2.1.8) se obține înlocuind constantele A , B și C (2.6) în relația lui $W(x)$ (2.4):

$$W_i(x) = D \left[\frac{\sin \alpha_i + \sinh \alpha_i}{\cos \alpha_i - \cosh \alpha_i} (\sin(\alpha_i x) - \sinh(\alpha_i x)) + \cos(\alpha_i x) - \cosh(\alpha_i x) \right] \quad (2.8)$$

Pentru normalizare constanta D are valoarea 0.5.

Forma modurilor de vibrație pentru primele $n=10$ moduri de vibrație la o bară încastrată la ambele capete este ilustrată în figura 2.1.2.

Tabel 2.1.1. Numere de undă și frecvențe naturale, bară încastrată la ambele capete

i	α_i	f [Hz]	i	α_i	f [Hz]
1	4,73004	25,94236	6	20,4204	483,5108
2	7,8532	71,51111	7	23,56194	643,7273
3	10,9956	140,1904	8	26,70354	826,832
4	14,1372	231,7418	9	29,8451	1032,825
5	17,2788	346,1823	10	32,9867	1261,706

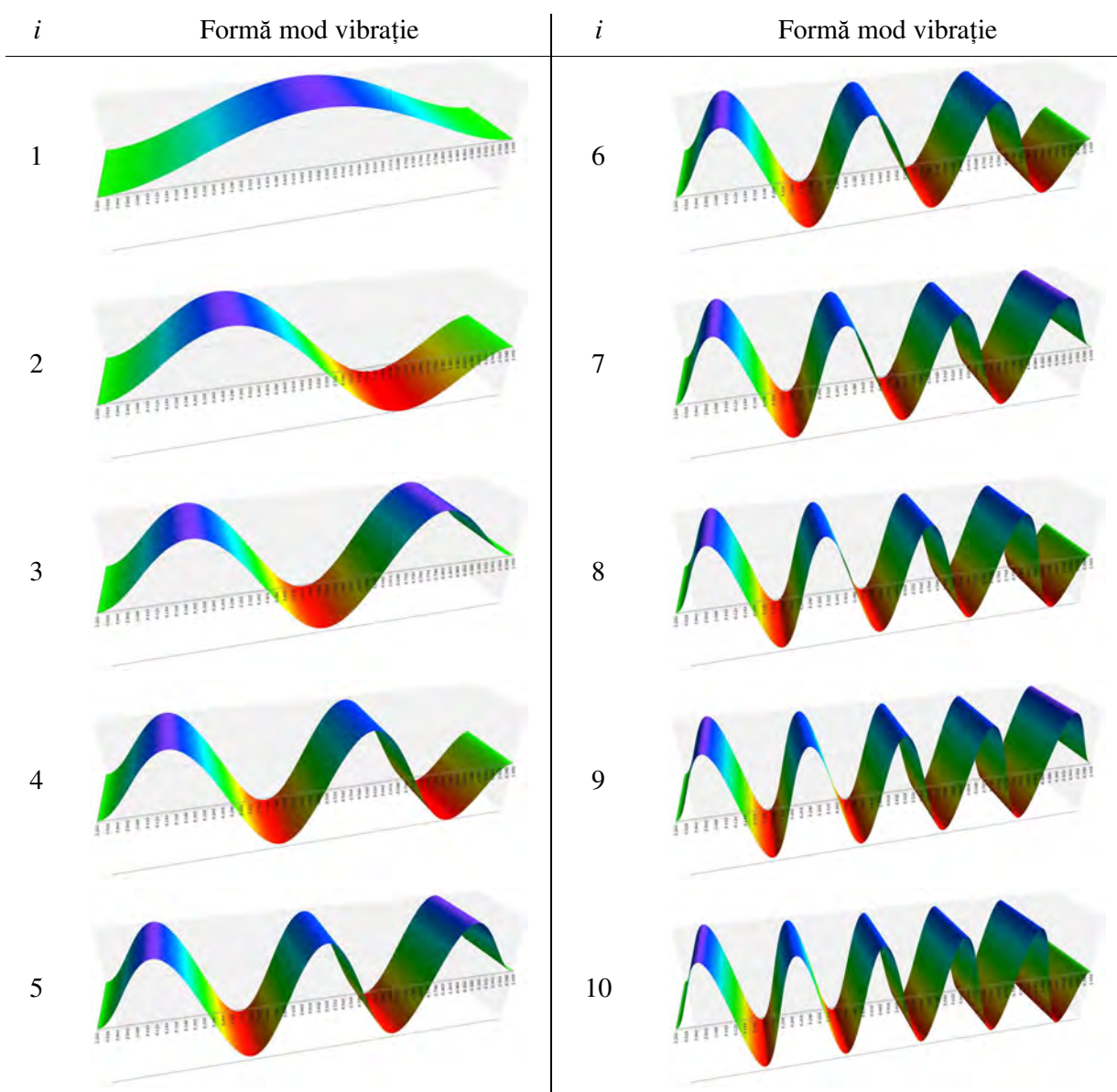


Figura 2.1.2. Primele 10 (zece) moduri de vibrație pentru bara încastrată la ambele capete

Frecvențele naturale transversale ale barei se obțin cu relația (2.9):

$$f_i = \frac{\alpha_i^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI_z}{mL^3}} \text{ [Hz]} \quad (2.9)$$

unde,

m [kg] reprezintă masa barei.

Energia de deformare stocată într-un material elastic se determină funcție de condițiile de încărcare. În cazul barei supuse la încovoiere datorită masei proprii energia totală de deformare este direct proporțională cu momentul încovoiitor. Momentul încovoiitor reprezintă expresia razei de curbura, respectiv a derivatei de ordinul doi a funcției modale [14, 19, 23, 26, 27, 30-39, 51-53, 80].

Astfel, pentru energia totală de deformare avem expresia:

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \left(\frac{1}{EI_z(x)} \cdot \left(\frac{d^2 W(x)}{dx^2} \right)^2 \right) dx \quad (2.10)$$

iar expresia derivatei de ordinul doi a funcției modale (2.8) pentru bara încastrată la ambele capete are expresia (2.11):

$$\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} = -D\alpha_i^2 \left[\frac{\sin \alpha_i + \sinh \alpha_i}{\cos \alpha_i - \cosh \alpha_i} (\sin(\alpha_i x) + \sinh(\alpha_i x)) + \cos(\alpha_i x) + \cosh(\alpha_i x) \right] \quad (2.11)$$

2.1.2. Bară articulată la ambele capete

O bară de secțiune constantă și lungime L articulată la ambele capete este ilustrată în figura 2.1.3.

Ținând cont de sistemul (2.4) condițiile la limită impuse la capetele barei articulate la ambele capete sunt prezentate în (2.12).

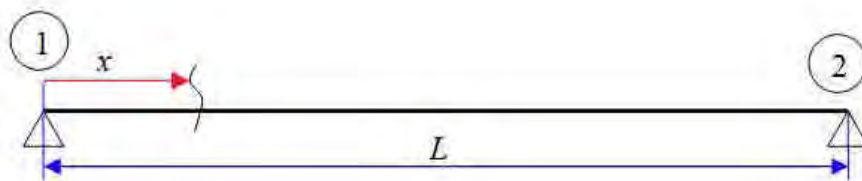


Figura 2.1.3. Bară articulată la ambele capete

$$\begin{cases} W(0) = 0 = B + D \Rightarrow B = -D \\ \frac{d^2 W(0)}{dx^2} = 0 = -B + D \Rightarrow B = D \\ W(L) = 0 = A \sin \alpha + B \cos \alpha + C \sinh \alpha + D \cosh \alpha \\ \frac{d^2 W(L)}{dx^2} = 0 = -A \sin \alpha - B \cos \alpha + C \sinh \alpha + D \cosh \alpha \end{cases} \quad (2.12)$$

Se rezolvă sistemul (2.12):

$$\begin{cases} B = 0 \\ D = 0 \\ A \sin \alpha + C \sinh \alpha = 0 \\ -A \sin \alpha + C \sinh \alpha = 0 \end{cases} \quad (2.13)$$

și din ultima relație (2.13) constantele de integrare devin:

$$\begin{cases} B = 0 \\ D = 0 \\ C = A \frac{\sin \alpha}{\sinh \alpha} \end{cases} \quad (2.14)$$

iar prin înlocuire în relația a treia din (2.13) se obține ecuația de frecvență (2.15).

$$\sin \alpha_i = 0 \quad (2.15)$$

Se poate observa că numerele de undă adimensionale (soluțiile ecuației (2.15)), prezentate în tabelul 2.1.2, devin multiplu de π , respectiv: $\alpha_i = i\pi$, cu $i=1, 2, 3, \dots, n$. Frecvențele naturale pentru bara considerată la pct. 2.1.2, determinate cu relația (2.9) pot fi urmărite în tabelul 2.1.2.

Tabel 2.1.2. Numere de undă și frecvențe naturale. bară articulată la ambele capete

i	α_i	$f [Hz]$	i	α_i	$f [Hz]$
1	3,14159	11,44404	6	18,84956	411,9855
2	6,2832	45,77617	7	21,9911	560,758
3	9,4248	102,9964	8	25,1327	732,4187
4	12,5664	183,1047	9	28,2743	926,9674
5	15,7080	286,101	10	31,4159	1144,404

Funcția modală normalizată are expresia (2.16):

$$W_i(x) = 2A \sin(\alpha_i x) \quad (2.16)$$

unde constanta $A=0,5$ pentru ca funcția modală să fie normalizată.

Ținând cont și de energia totală de deformare (2.10), expresia derivatei de ordinul doi a funcției modale pentru bara articulată la ambele capete devine:

$$\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} = -2A\alpha_i^2 \sin(\alpha_i x) \quad (2.17)$$

Forma modurilor de vibrație pentru primele $n=10$ moduri de vibrație este ilustrată în figura 2.1.4.

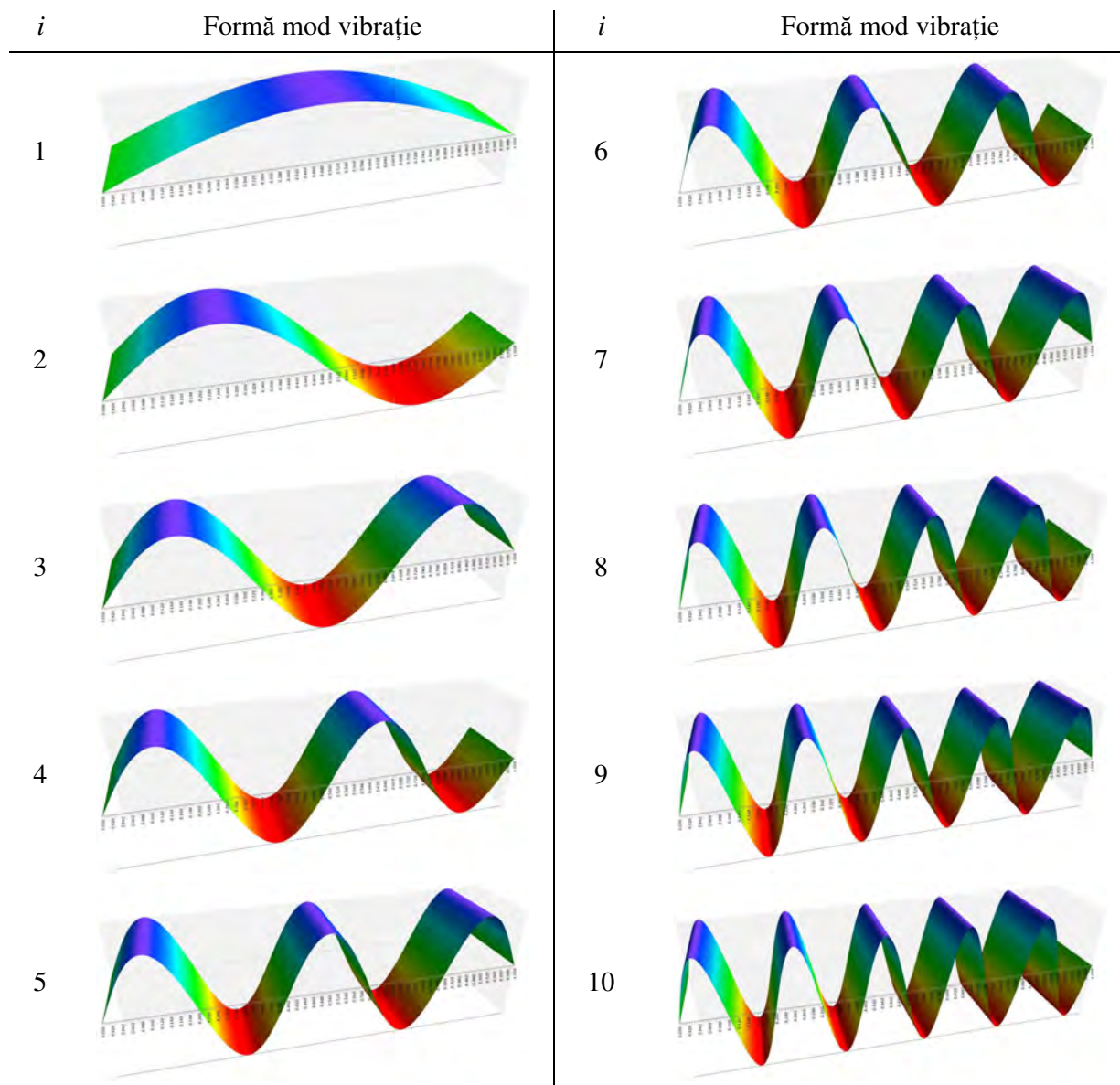


Figura 2.1.4. Primele 10 (zece) moduri de vibrație pentru bara articulată la ambele capete

2.1.3. Bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt

În figura 2.1.5 este prezentată o bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt.

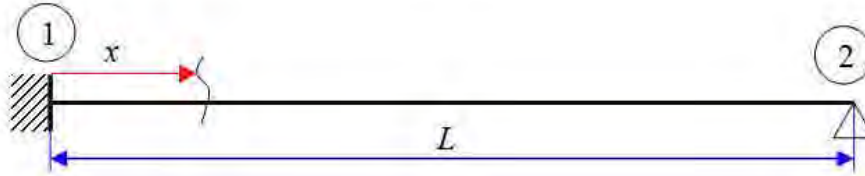


Figura 2.1.5. Bară încastrată la un capăt și articulată la celălalt

Ținând cont de sistemul (2.4) condițiile la limită impuse la capetele barei obținem (2.18).

$$\begin{cases} W(0) = 0 = B + D \Rightarrow B = -D \\ \frac{\partial W(0)}{\partial x} = 0 = A + C \Rightarrow A = -C \\ W(L) = 0 = A \sin \alpha + B \cos \alpha + C \sinh \alpha + D \cosh \alpha \\ \frac{\partial^2 W(L)}{\partial x^2} = 0 = -A \sin \alpha - B \cos \alpha + C \sinh \alpha + D \cosh \alpha \end{cases} \quad (2.18)$$

Prin rezolvarea sistemului (2.18) se obțin constantele de integrare:

$$\begin{cases} B = -D; \quad A = -C \\ C = -D \frac{\cos \alpha + \cosh \alpha}{\sin \alpha + \sinh \alpha} \end{cases} \quad (2.19)$$

iar prin înlocuire în relația a treia din (2.18) se obține ecuația de frecvență (2.1.20).

$$1 - \frac{\tan \alpha_i}{\tanh \alpha_i} = 0 \quad (2.20)$$

Numerele de undă adimensionale și frecvențele naturale determinate cu relația (2.9) pentru primele $n=10$ moduri de vibrație, pentru o bară considerată la pct. 2.1.1 și 2.1.2 sunt prezentate în tabelul 2.1.3.

Funcția modală normalizată are expresia (2.21), iar forma modurilor de vibrație pentru primele $n=10$ moduri de vibrație este ilustrată în figura 2.6.

$$W_i(x) = D \left[\frac{\cos \alpha_i + \cosh \alpha_i}{\sin \alpha_i + \sinh \alpha_i} (\sin(\alpha_i x) - \sinh(\alpha_i x)) - \cos(\alpha_i x) + \cosh(\alpha_i x) \right] \quad (2.21)$$

Expresia derivatei de ordinul doi a funcției modale devine (2.22):

Tabel 2.1.3. Numere de undă și frecvențe naturale, bară încastrat-articulată

i	α_i	f [Hz]	i	α_i	f [Hz]
1	3,9266	17,8778	6	19,6350	447,0329
2	7,0686	57,9354	7	22,7765	601,5274
3	10,2102	120,8777	8	25,9181	778,9101
4	13,3518	206,7080	9	29,0597	979,1808
5	16,4934	315,4264	10	32,2013	1202,3396

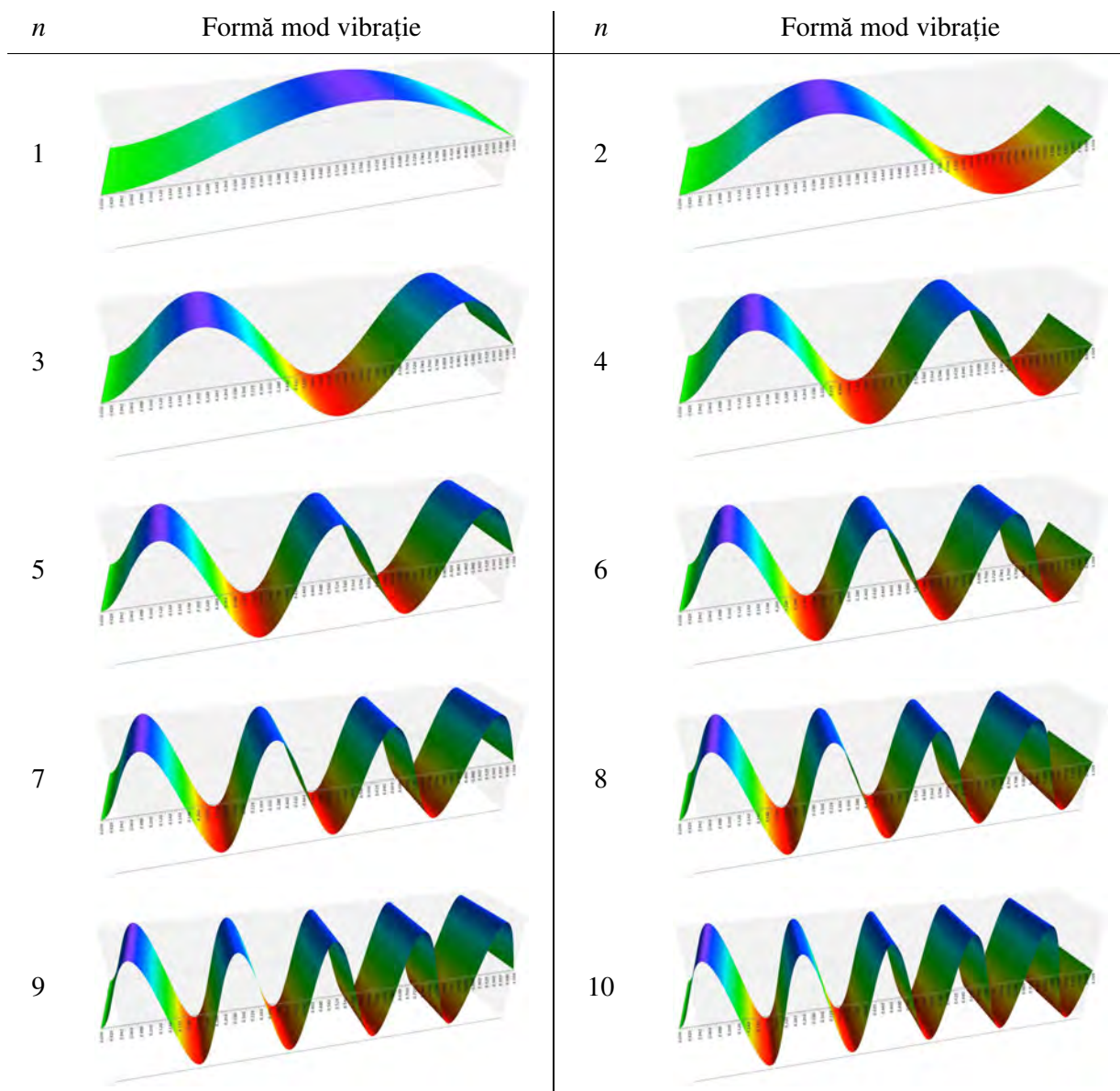


Figura 2.1.6. Primele 10 (zece) moduri de vibrație pentru bara încastrat - articulată

$$W_i(x) = \alpha_i^2 \left(D \left[\frac{\cos \alpha_i + \cosh \alpha_i}{\sin \alpha_i + \sinh \alpha_i} (-\sin(\alpha_i x) - \sinh(\alpha_i x)) + \cos(\alpha_i x) + \cosh(\alpha_i x) \right] \right) \quad (2.22)$$

unde, $D=0,5$.

2.1.4. Bară articulată la un capăt și liberă la celălalt

Figura 2.1.7 prezintă o bară articulată la un capăt și liberă la celălalt.

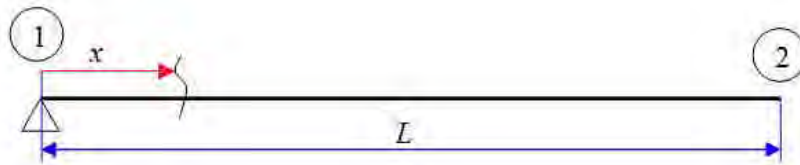


Figura 2.1.7. Bară articulată la un capăt și liberă la celălalt

Ținând cont de sistemul (2.4) condițiile la limită impuse la capetele barei obținem (2.1.23).

$$\begin{cases} W(0) = 0 = B + D \\ \frac{\partial^2 W(0)}{\partial x^2} = 0 = -B + D \Rightarrow B = D = 0 \\ \frac{\partial^2 W(L)}{\partial x^2} = 0 = -A \sin \alpha - B \cos \alpha + C \sinh \alpha + D \cosh \alpha \\ \frac{\partial W^3(L)}{\partial x^3} = 0 = -A \cos \alpha + B \sin \alpha + C \cosh \alpha + D \sinh \alpha \end{cases} \quad (2.23)$$

Prin rezolvarea sistemului (2.23) se obțin constantele de integrare:

$$\begin{cases} B = D = 0 \\ A = C \frac{\sinh \alpha}{\sin \alpha} \end{cases} \quad (2.24)$$

iar prin înlocuire în relația a treia din (2.23) se obține ecuația de frecvență (2.25).

$$1 - \frac{\tan \alpha_i}{\tanh \alpha_i} = 0 \quad (2.25)$$

Numerele de undă adimensionale și frecvențele naturale determinate cu relația (2.9) pentru primele $n=10$ moduri de vibrație, pentru o bară considerată în paragrafele anterioare sunt prezentate în tabelul 2.1.4.

Funcția modală normalizată are expresia (2.26), iar forma modurilor de vibrație pentru primele $n=10$ moduri de vibrație este ilustrată în figura 2.1.8.

Tabel 2.1.4. Numere de undă adimensionale și frecvențe naturale, bară articulată-liber

i	α_i	f [Hz]	i	α_i	f [Hz]
1	3,9266	17,8778	6	19,6350	447,0329
2	7,0686	57,9354	7	22,7765	601,5274
3	10,2102	120,8777	8	25,9181	778,9101
4	13,3518	206,7080	9	29,0597	979,1808
5	16,4934	315,4264	10	32,2013	1202,3396

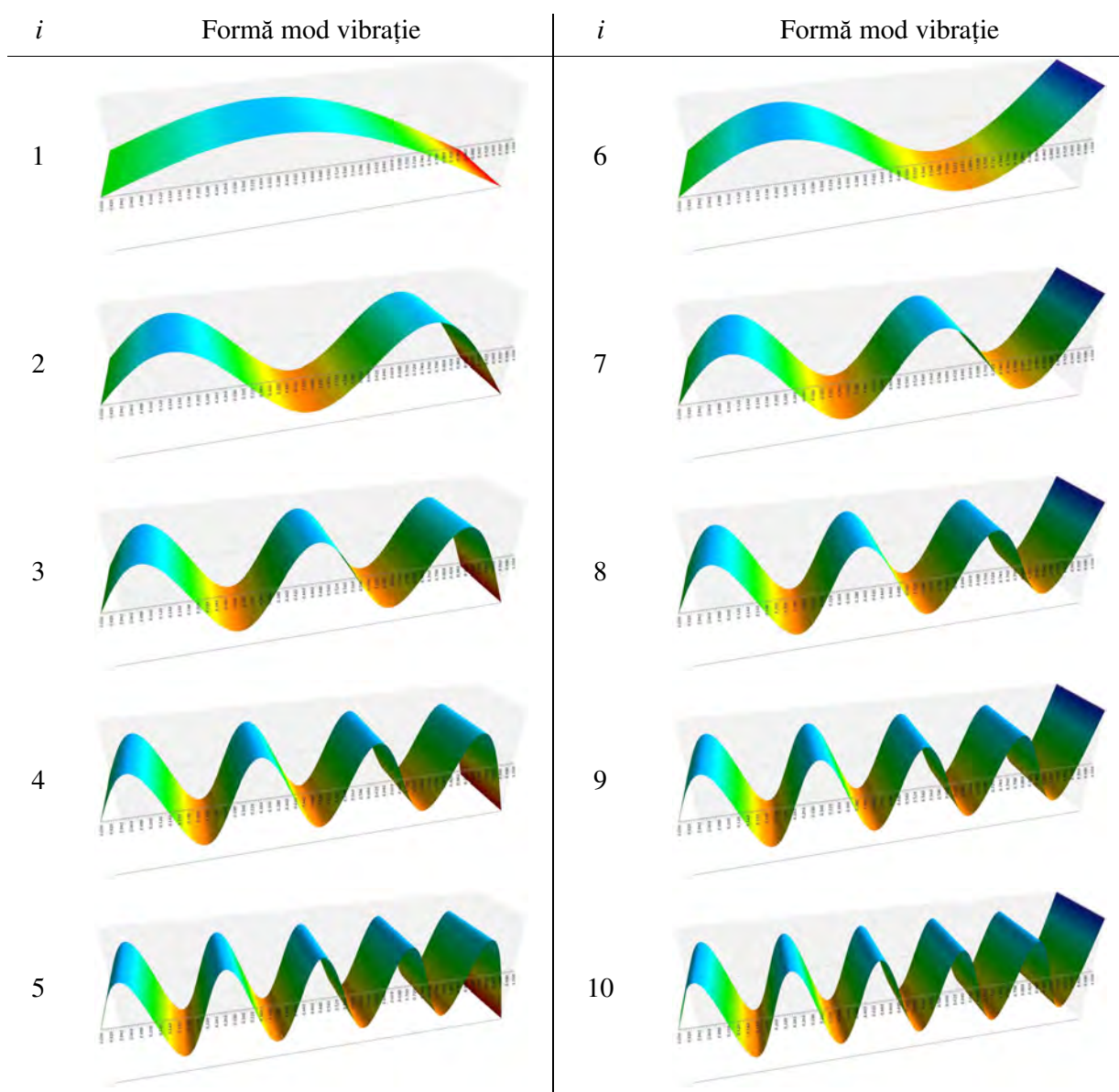


Figura 2.1.8. Primele 10 (zece) moduri de vibrație pentru bara articulată-liber

$$W_i(x) = C \left(\sin(\alpha_i x) + \frac{\sin \alpha_i}{\sinh \alpha_i} \sinh(\alpha_i x) \right) \quad (2.26)$$

Expresia derivatei de ordinul doi a funcției modale devine (2.27):

$$W_i(x) = \alpha_i^2 \left[C \left(-\sin(\alpha_i x) + \frac{\sin \alpha_i}{\sinh \alpha_i} \sinh(\alpha_i x) \right) \right] \quad (2.27)$$

unde, $C = \frac{1}{\sqrt{2}}$.

2.2. Influența unei mase adiționale asupra frecvențelor naturale și a formelor naturale de vibrație transversală ale grinzilor

Pentru o asamblare sudată din două bare de secțiune rectangulară, din punct de vedere al analizei modale, cordonul de sudură (fig. 2.2.1) poate fi asimilat cu o masă concentrată (m_{cs}) aplicată pe fibra neutră a sistemului.

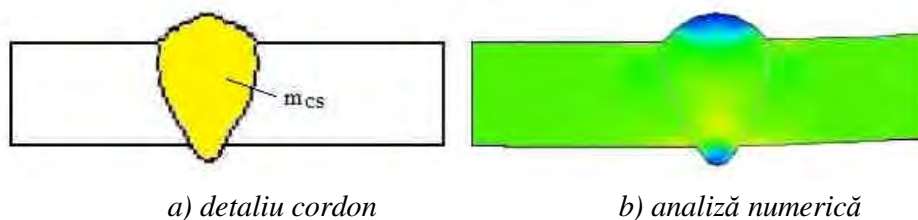


Figura 2.2.1. Evidențiere cordon sudură într-o structură sudată

2.2.1. Sistem de bare încastrate la un capăt și sudate la celălalt

Se analizează sistemul format din două bare de sudate (fig. 2.2.2) la distanța L_1 față de capătul din stânga. Fiecare bară este încastrată la celălalt capăt, iar lungimea structurii are lungimea $L=1m$. Secțiunea transversală a barelor este constantă, rectangulară, de lățime $b=0,02m$ și înălțime $h=0,005m$, barele sunt executate din oțel cu densitatea $\rho=7850kg/m^3$, modulul de elasticitate $E=2 \cdot 10^{11}N/m^2$, coeficientul Poisson $\nu=0,3$ și masa m_b .

Masa barei de lungime L_1 se notează cu m_{b1} , iar a barei de lungime L_2 este notată cu m_{b2} .

Cordonul de sudură (fig. 2.2.1) are lungimea L_{cs} (fig. 2.2.2) și înălțimea h_l , respectiv are masa notată cu m_{cs} .

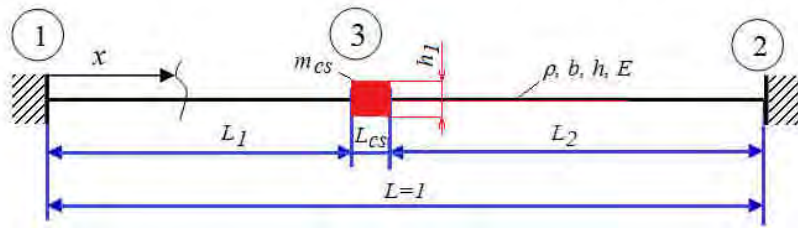


Figura 2.2.2. Sistem de bare încastate la un capăt și sudate la celălalt

Ținând cont de [15, 38] faptul că energia cinetică pentru cordonul de sudură de masa m_{cs} este aceeași pentru orice punct al sistemului de bare sudate (pentru un mod de vibrație sistemul are o singură valoare a frecvenței), pentru o masă localizată la distanța x față de capătul din stânga, masa sistemului pe unitatea de lungime este direct proporțională cu patratul forme modale normalizate $(W(x))^2$. Din punct de vedere dinamic, masa proprie a sistemului echivalent se obține prin însumarea maselor echivalente pentru fiecare zonă a sistemului. De fapt, masa echivalentă totală m_n^{ech} corespunzătoare modului de vibrație n se obține prin înmulțirea masei sistemului pe unitatea de lungime ($\bar{m}_b$) cu aria sub curba $(W_n(x))^2$, respectiv:

$$m_i^{ech} = \bar{m}_b L \int_0^L (W_i x)^2 dx = 0,25 \bar{m}_b L = \frac{1}{4} \bar{m}_b L \quad (2.28)$$

unde:

$$\int_0^L (W_i x)^2 dx = 0,25 \quad (2.29)$$

indiferent de modul de vibrație.

În aceste condiții, relația (2.9) pentru determinarea frecvențelor proprii se poate scrie:

$$f_i = \frac{\alpha_i^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI_z}{\bar{m}_b L^4}} = \frac{\alpha_i^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI_z}{4m_n^{ech} L^3}} \quad (2.30)$$

Masa specifică totală echivalentă, care contribuie la energia cinetică, este determinată prin suma maselor specifice echivalente ale celor două segmente de bară L_1 și L_2 cu segmentul pentru cordonul de sudură L_{cs} (fig. 2.2.2), respectiv:

$$\begin{cases} m_{L_1}^{ech} = \bar{m}_{b1} L \int_0^{L_1} (W_i x)^2 dx \\ m_{L_2}^{ech} = \bar{m}_{b2} L \int_{L_1+L_{cs}}^L (W_i x)^2 dx \\ m_{L_{cs}}^{ech} = \bar{m}_{cs} L \int_{L_1}^{L_1+L_{cs}} (W_i x)^2 dx \end{cases} \quad (2.31)$$

Pentru ca rigiditatea sistemului să rămână constantă, considerăm înălțimea cordonului de sudură $h_I = h$ egală cu a sistemului și pentru a păstra aceeași valoare a masei cordonului creștem densitatea în cordonul de sudură. Ținând cont de (2.30) și (2.31) expresia frecvențelor naturale pentru sistemul de bare încastrate la capete și sudate la celălalt devine:

$$f_i = \frac{\alpha_i^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI_z}{4(m_{L_1}^{ech} + m_{L_{cs}}^{ech} + m_{L_2}^{ech})L^3}} \quad (2.32)$$

Dacă secțiunea transversală a barei are dimensiunile $b \times h = 20 \times 5 \text{ mm}$, lungimea $L = 1 \text{ m}$, densitatea materialului barei $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$.

Cordonul de sudură este considerat pe toată lățimea b a barei. Pentru determinarea masei m_{cs} , se consideră cazurile:

- $h_I = 5 + 2 = 7 \text{ mm}$, pentru care $m_{cs1} = 0,02198 \text{ kg}$, respectiv $\rho_I = 10990 \text{ kg/m}^3$;
- $h_I = 5 + 5 = 10 \text{ mm}$, iar $m_{cs2} = 0,03140 \text{ kg}$, respectiv $\rho_2 = 15700 \text{ kg/m}^3$.

Frecvențele naturale calculate cu relația (2.32) pentru diferite locații L_I ale cordonului de sudură pe bară și pentru cele două cazuri ale masei cordonului de sudură, pentru primele 6 moduri de vibrație, sunt prezentate în tabelele 2.2.1-2.2.5.

Tabel 2.2.1. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrată la capete, $L_I = 0,5$

$L_I = 0,5 \text{ m}$					
$m_{cs1} = 0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2} = 0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	4,7300	26,6024	1	4,7300	26,5939
2	7,8532	71,5141	2	7,8532	71,5141
3	10,9956	142,9527	3	10,9956	142,9176
4	14,1372	231,7716	4	14,1372	231,7713
5	17,2788	353,0478	5	17,2788	352,9605
6	20,4204	483,6404	6	20,4204	483,6388

Tabel 2.2.2. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrată la capete, $L_1=0,4$

$L_1=0,4 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	4,7300	26,4934	1	4,7300	26,4863
2	7,8532	72,2671	2	7,8532	72,2576
3	10,9956	140,7382	3	10,9956	140,7314
4	14,1372	236,2136	4	14,1372	236,1569
5	17,2788	346,4089	5	17,2788	346,4061
6	20,4204	491,0739	6	20,4204	490,9783

Tabel 2.2.3. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrată la capete, $L_1=0,3$

$L_1=0,3 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	4,7300	26,2507	1	4,7300	26,2468
2	7,8532	73,1376	2	7,8532	73,1168
3	10,9956	141,2339	3	10,9956	141,2209
4	14,1372	232,1702	4	14,1372	232,1649
5	17,2788	352,3247	5	17,2788	352,2469
6	20,4204	489,7165	6	20,4204	489,6384

Tabel 2.2.4. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrată la capete, $L_1=0,2$

$L_1=0,2 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	4,7300	26,0399	1	4,7300	26,0387
2	7,8532	72,5448	2	7,8532	72,5318
3	10,9956	143,3837	3	10,9956	143,343
4	14,1372	235,7472	4	14,1372	235,6965
5	17,2788	347,7617	5	17,2788	347,742
6	20,4204	483,8338	6	20,4204	483,8298

Tabel 2.2.5. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrată la capete, $L_1=0,1$

$L_1=0,1 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	4,7300	25,9515	1	4,7300	25,9514
2	7,8532	71,6575	2	7,8532	71,6557
3	10,9956	141,0107	3	10,9956	141,0005
4	14,1372	234,3898	4	14,1372	234,3565
5	17,2788	352,1853	5	17,2788	352,1093
6	20,4204	493,9508	6	20,4204	493,8178

Din analiza tabelelor 2.2.1 - 2.2.5 se poate trage concluzia că pe măsură ce masa cordonului de sudură crește, frecvențele naturale scad.

Forma modurilor de vibrație pentru primele $n=10$ moduri de vibrație este ilustrată în figura 2.1.2.

2.2.2. Sistem de bare articulate la un capăt și sudate la celălalt

Sistemul este format din două bare de sudate (fig. 2.2.3) la distanța L_1 față de capătul din stânga, fiecare bară este articulată la celălalt capăt, iar lungimea structurii are lungimea $L=1$. Sistemul este identic cu cel prezentat în 2.2.1 cu deosebirea că în locul încastrărilor avem articulații.

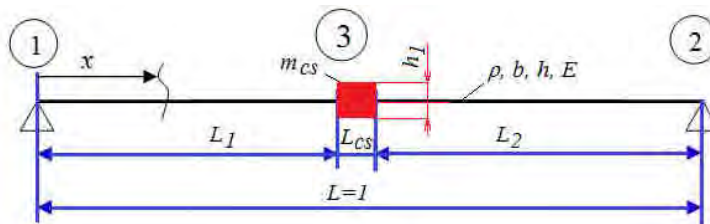


Figura 2.2.3. Sistem de bare articulate la un capăt și sudate la celălalt

Și aici, masa echivalentă totală m_n^{ech} corespunzătoare modului de vibrație n se obține prin înmulțirea masei sistemului pe unitatea de lungime ($\bar{m}_b$) cu aria sub curba $(W_i(x))^2$ corespunzătoare barei articulate la ambele capete, respectiv:

$$m_i^{ech} = 0,5\bar{m}_b L \int_0^L (W_i(x))^2 dx = 0,25\bar{m}_b L = \frac{1}{4} \bar{m}_b L \quad (2.33)$$

Masa specifică totală echivalentă, care contribuie la energia cinetică, este determinată prin suma maselor specifice echivalente ale celor două segmente de bară L_1 și L_2 cu segmentul pentru cordonul de sudură L_{cs} (fig. 2.2.3), respectiv:

$$\begin{cases} m_{L_1}^{ech} = 0,5\overline{m}_{b1}L \int_0^{L_1} (W_i x)^2 dx \\ m_{L_2}^{ech} = 0,5\overline{m}_{b2}L \int_{L_1+L_{cs}}^L (W_i x)^2 dx \\ m_{L_{cs}}^{ech} = 0,5\overline{m}_{cs}L \int_{L_1}^{L_1+L_{cs}} (W_i x)^2 dx \end{cases} \quad (2.34)$$

Pentru ca rigiditatea sistemului să rămână constantă, înălțimea cordonului de sudură este egală cu a sistemului ($h_1=h$) și pentru a păstra aceeași valoare a masei cordonului creștem densitatea în cordonul de sudură. Ținând cont de (2.30) și (2.34) expresia frecvențelor naturale pentru sistemul de bare articulate la capete și sudate la celălalt devine:

Tabel 2.2.6. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată la capete, $L_1=0,5$

$L_1=0,5 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,4159	11,6731	1	3,4159	11,6702
2	6,2832	45,7773	2	6,2832	45,7773
3	9,4248	105,0527	3	9,4248	105,0265
4	12,5664	183,1233	4	12,5664	183,1231
5	15,7080	291,7822	5	15,7080	291,7100
6	18,8496	412,0797	6	18,8496	412,0785

Tabel 2.2.7. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată la capete, $L_1=0,4$

$L_1=0,4 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,4159	11,6507	1	3,4159	11,6481
2	6,2832	46,0871	2	6,2832	46,0832
3	9,4248	103,6970	3	9,4248	103,6883
4	12,5664	186,3959	4	12,5664	186,3541
5	15,7080	286,1466	5	15,7080	286,1460
6	18,8496	419,3462	6	18,8496	419,2529

Tabel 2.2.8. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată la capete, $L_1=0,3$

$L_1=0,3 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,4159	11,5925	1	3,4159	11,5906
2	6,2832	46,6020	2	6,2832	46,5915
3	9,4248	103,1929	3	9,4248	103,1905
4	12,5664	184,3529	4	12,5664	184,3373
5	15,7080	291,7822	5	15,7080	291,7100
6	18,8496	414,8104	6	18,8496	414,7752

Tabel 2.2.9. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată la capete, $L_1=0,2$

$L_1=0,2 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,4159	11,5217	1	3,4159	11,5207
2	6,2832	46,6020	2	6,2832	46,5915
3	9,4248	104,8516	3	9,4248	104,8281
4	12,5664	184,3529	4	12,5664	184,3373
5	15,7080	286,1466	5	15,7080	286,1460
6	18,8496	414,8104	6	18,8496	414,7752

Tabel 2.2.10. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată la capete, $L_1=0,1$

$L_1=0,1 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,4159	11,4654	1	3,4159	11,4651
2	6,2832	46,0871	2	6,2832	46,0832
3	9,4248	104,3305	3	9,4248	104,3137
4	12,5664	186,3959	4	12,5664	186,3541
5	15,7080	291,7822	5	15,7080	291,7100
6	18,8496	419,3462	6	18,8496	419,2529

$$f_n = \frac{\alpha_n^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI_z}{4(m_{L_1}^{ech} + m_{L_{cs}}^{ech} + m_{L_2}^{ech})L^3}} \quad (2.35)$$

Dacă secțiunea transversală a barei are dimensiunile $b \times h = 20 \times 5 \text{ mm}$, lungimea $L = 1 \text{ m}$, densitatea materialului barei $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$.

Pentru cordonul de sudură se consideră cazurile:

- $h_I = 5 + 2 = 7 \text{ mm}$, pentru care $m_{cs1} = 0,02198 \text{ kg}$, respectiv $\rho_I = 10990 \text{ kg/m}^3$;

- $h_I = 5 + 5 = 10 \text{ mm}$, iar $m_{cs2} = 0,03140 \text{ kg}$, respectiv $\rho_2 = 15700 \text{ kg/m}^3$.

Frecvențele naturale calculate cu relația (2.35) pentru diferite locații L_I ale cordonului de sudură pe bară și pentru cele două cazuri ale masei cordonului de sudură, pentru primele 6 moduri de vibrație, sunt prezentate în tabelele 2.2.6-2.2.10.

Din analiza frecvențelor naturale trecute în tabelele 2.2.6 - 2.2.10 se observă că pe măsură ce masa cordonului de sudură crește frecvențele naturale scad.

2.2.3. Sistem de bare încastrat-articulat la capete și sudate la celălalt

Sistemul este format din două bare de sudate prezentate în fig. 2.2.4.

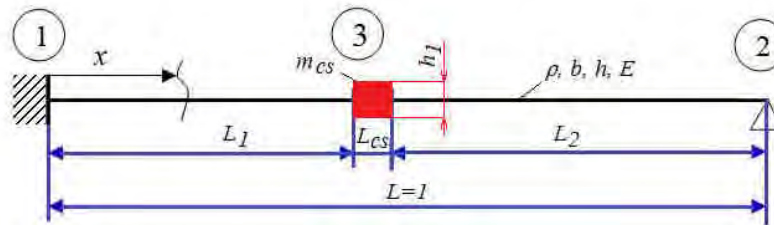


Figura 2.2.4. Sistem de bare încastrat-articulat la capete și sudate la celălalt

Masa specifică totală echivalentă, care contribuie la energia cinetică, este determinată prin suma maselor specifice echivalente ale celor două segmente de bară L_I și L_2 cu segmentul pentru cordonul de sudură L_{cs} (fig. 2.2.4), respectiv:

$$\begin{cases} m_{L_1}^{ech} = \bar{m}_{b1} L \int_0^{L_I} (W_i x)^2 dx \\ m_{L_2}^{ech} = \bar{m}_{b2} L \int_{L_I+L_{cs}}^L (W_i x)^2 dx \\ m_{L_{cs}}^{ech} = \bar{m}_{cs} L \int_{L_I}^{L_I+L_{cs}} (W_i x)^2 dx \end{cases} \quad (2.36)$$

Ținând cont de (2.30) și (2.36) expresia frecvențelor naturale pentru sistemul de bare încastrat-articulat la capete și sudate la celălalt devine:

$$f_i = \frac{\alpha_i^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI_z}{4(m_{L_1}^{ech} + m_{L_{cs}}^{ech} + m_{L_2}^{ech})L^3}} \quad (2.37)$$

unde:

$$m_n^{ech} = \bar{m}_b L \int_0^L (W_i, x)^2 dx = 0,25 \bar{m}_b L = \frac{1}{4} \bar{m}_b L \quad (2.38)$$

Frecvențele naturale calculate cu relația (2.37) pentru diferite locații L_I ale cordonului de sudură pe bară și pentru cele două cazuri ale masei cordonului de sudură, pentru primele 6 moduri de vibrație, sunt prezentate în tabelele 2.2.11-2.2.15.

Tabel 2.2.11. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrat-articulată la capete, $L_I=0,5$

$L_I=0,5 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,9266	17,9809	1	3,9266	17,9796
2	7,0686	58,0432	2	7,0686	58,0418
3	10,2102	121,3220	3	10,2102	121,3165
4	13,3518	207,2400	4	13,3518	207,2335
5	16,4934	316,3146	5	16,4934	316,3036
6	19,6350	448,5986	6	19,6350	448,5792

Tabel 2.2.12. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrat-articulată la capete, $L_I=0,4$

$L_I=0,4 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,9266	17,9442	1	3,9266	17,9434
2	7,0686	58,2810	2	7,0686	58,2767
3	10,2102	120,8870	3	10,2102	120,8869
4	13,3518	207,6415	4	13,3518	207,6299
5	16,4934	316,5269	5	16,4934	316,5133
6	19,6350	447,2559	6	19,6350	447,2532

Tabel 2.2.13. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrat-articulată la capete, $L_1=0,3$

$L_1=0,3 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,9266	17,9072	1	3,9266	17,9068
2	7,0686	58,2884	2	7,0686	58,2840
3	10,2102	121,5086	3	10,2102	121,5007
4	13,3518	206,7968	4	13,3518	206,7957
5	16,4934	316,0142	5	16,4934	316,0069
6	19,6350	449,6177	6	19,6350	449,5855

Tabel 2.2.14. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrat-articulată la capete, $L_1=0,2$

$L_1=0,2 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,9266	17,8847	1	3,9266	17,8846
2	7,0686	58,0751	2	7,0686	58,0733
3	10,2102	121,5335	3	10,2102	121,5253
4	13,3518	208,0967	4	13,3518	208,0794
5	16,4934	316,9337	5	16,4934	316,9150
6	19,6350	447,6727	6	19,6350	447,6648

Tabel 2.2.15. Frecvențe naturale, bara sudată și încastrat-articulată la capete, $L_1=0,1$

$L_1=0,1 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,9266	17,8781	1	3,9266	17,8781
2	7,0686	57,9445	2	7,0686	57,9444
3	10,2102	120,9452	3	10,2102	120,9444
4	13,3518	206,9798	4	13,3518	206,9765
5	16,4934	316,1870	5	16,4934	316,1776
6	19,6350	448,6963	6	19,6350	448,6756

Din analiza frecvențelor naturale trecute în tabelele 2.2.11 - 2.2.15 se observă că pe măsură ce masa cordonului de sudură crește frecvențele naturale scad.

2.2.4. Sistem de bare articulată-liber la capete și sudate la celălalt

Sistemul este format din două bare de sudate prezentate în fig. 2.2.5.

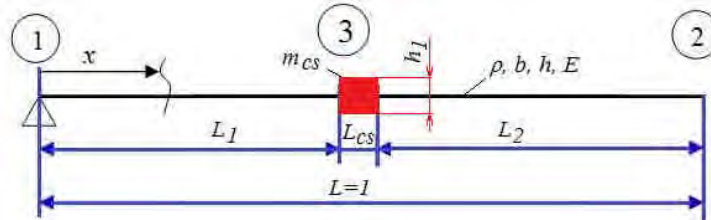


Figura 2.2.5. Sistem de bare articulată-liber la capete și sudate la celălalt

Masa specifică totală echivalentă, care contribuie la energia cinetică, este determinată prin suma maselor specifice echivalente ale celor două segmente de bară L_1 și L_2 cu segmentul pentru cordonul de sudură L_{cs} (fig. 2.2.5), respectiv:

$$\begin{cases} m_{L_1}^{ech} = \bar{m}_{b1} L \int_0^{L_1} (W_i x)^2 dx \\ m_{L_2}^{ech} = \bar{m}_{b2} L \int_{L_1+L_{cs}}^L (W_i x)^2 dx \\ m_{L_{cs}}^{ech} = \bar{m}_{cs} L \int_{L_1}^{L_1+L_{cs}} (W_i x)^2 dx \end{cases} \quad (2.39)$$

Ținând cont de (2.30) și (2.39) expresia frecvențelor naturale pentru sistemul de bare articulată-liber la capete și sudate la celălalt devine:

$$f_i = \frac{\alpha_i^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI_z}{4(m_{L_1}^{ech} + m_{L_{cs}}^{ech} + m_{L_2}^{ech})L^3}} \quad (2.40)$$

unde:

$$m_n^{ech} = \bar{m}_b L \int_0^L (W_i x)^2 dx = 0,25 \bar{m}_b L = \frac{1}{4} \bar{m}_b L \quad (2.41)$$

Frecvențele naturale calculate cu relația (2.40) pentru diferite locații L_1 ale cordonului de sudură pe bară și pentru cele două cazuri ale masei cordonului de sudură, pentru primele 6 moduri de vibrație, sunt prezentate în tabelele 2.2.16-2.2.20.

Tabel 2.2.16. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată-liber la capete, $L_1=0,5$

$L_1=0,5 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,9266	17,9641	1	3,9266	17,9631
2	7,0686	57,9487	2	7,0686	57,9485
3	10,2102	121,5799	3	10,2102	121,5712
4	13,3518	206,7129	4	13,3518	206,7129
5	16,4934	317,2795	5	16,4934	317,2564
6	19,6350	447,0609	6	19,6350	447,0605

Tabel 2.2.17. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată-liber la capete, $L_1=0,4$

$L_1=0,4 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,9266	17,9772	1	3,9266	17,9760
2	7,0686	58,0135	2	7,0686	58,0125
3	10,2102	121,1635	3	10,2102	121,1600
4	13,3518	207,8199	4	13,3518	207,8061
5	16,4934	315,4456	5	16,4934	315,4453
6	19,6350	449,0729	6	19,6350	449,0475

Tabel 2.2.18. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată-liber la capete, $L_1=0,3$

$L_1=0,3 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,9266	17,9598	1	3,9266	17,9589
2	7,0686	58,2333	2	7,0686	58,2296
3	10,2102	120,9534	3	10,2102	120,9525
4	13,3518	207,0172	4	13,3518	207,0134
5	16,4934	317,2230	5	16,4934	317,2006
6	19,6350	448,5983	6	19,6350	448,5789

Tabel 2.2.19. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată-liber la capete, $L_1=0,2$

$L_1=0,2 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,9266	17,9242	1	3,9266	17,9237
2	7,0686	58,2407	2	7,0686	58,2369
3	10,2102	121,5555	3	10,2102	121,5471
4	13,3518	207,3373	4	13,3518	207,3295
5	16,4934	315,5450	5	16,4934	315,5436
6	19,6350	447,2552	6	19,6350	447,2525

Tabel 2.2.20. Frecvențe naturale, bara sudată și articulată-liber la capete, $L_1=0,1$

$L_1=0,1 \text{ m}$					
$m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$			$m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$		
i	α_i	$f [\text{Hz}]$	i	α_i	$f [\text{Hz}]$
1	3,9266	17,8930	1	3,9266	17,8929
2	7,0686	58,0223	2	7,0686	58,0213
3	10,2102	121,2177	3	10,2102	121,2135
4	13,3518	207,5682	4	13,3518	207,5575
5	16,4934	317,0802	5	16,4934	317,0597
6	19,6350	449,6345	6	19,6350	449,6021

Din analiza frecvențelor naturale trecute în tabelele 2.2.16 - 2.2.20 se observă că pe măsură ce masa cordonului de sudură crește frecvențele naturale scad.

2.3. Influența modificării locale a caracteristicilor mecanice asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii ale grinzilor

Sudarea este un procedeu tehnologic pentru realizarea de îmbinări nedemontabile a două sau mai multe componente metalice sau nemetalice. Elementele geometrice [87] ale unei îmbinări sudate (fig. 2.3.1) sunt:

- cordonul de sudură (CS);
- zona influențată termic (ZIT).

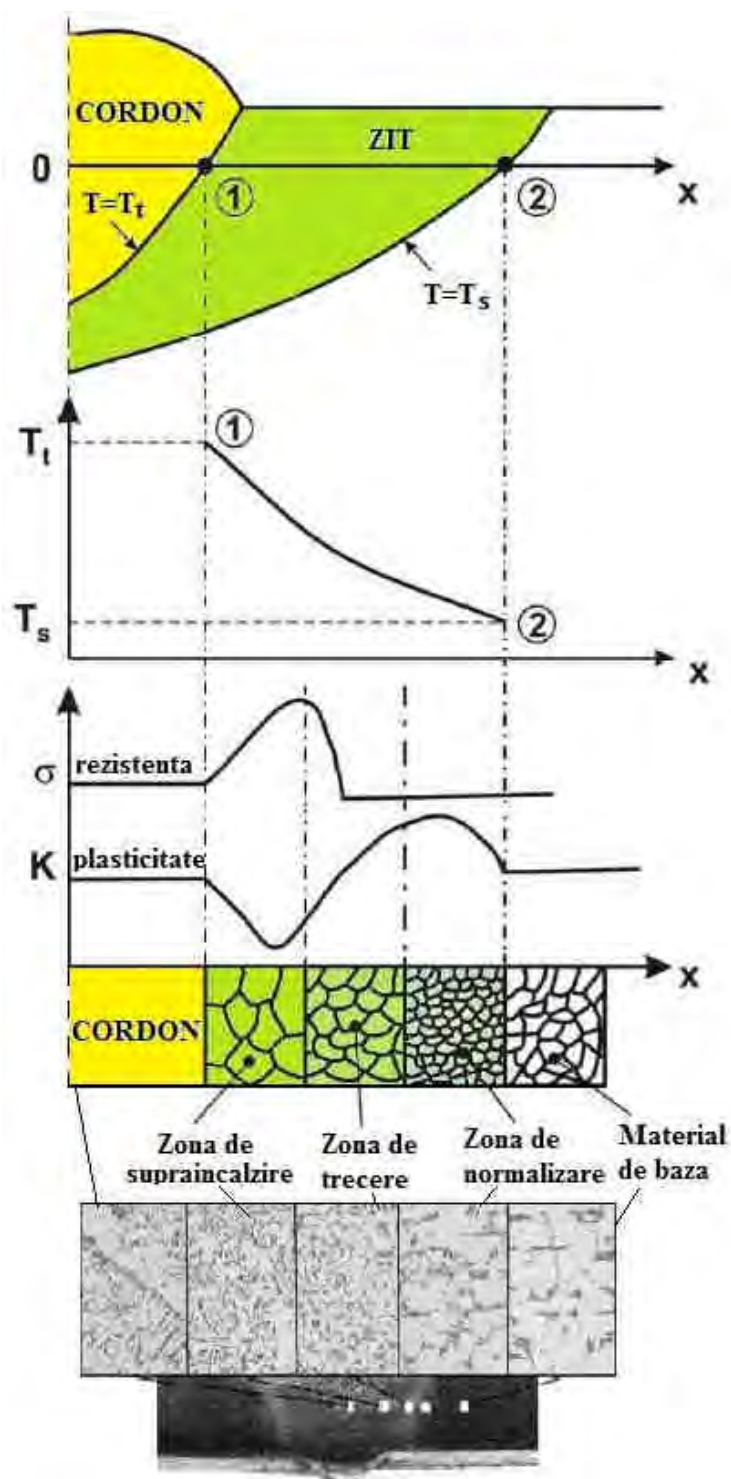


Figura 2.3.1. Elemente geometrice, caracteristici mecanice și structura unei îmbinări sudate

Cordonul de sudură se formează prin solidificarea băii de metal topit, leagând componentele de sudat. ZIT face trecerea dintre materialul de bază și cordonul de sudură și este considerată zona cea mai susceptibilă la defecte.

Influența modificării locale a caracteristicilor mecanice este ilustrată în figura 2.3.1.

După cum se cunoaște, ZIT este zona cuprinsă între izoterma $T=T_t$ (fig. 2.3.1) corespunzătoare marginii cordonului și izoterma $T=T_s$, la care au mai avut loc transformări structurale. În ZIT compoziția chimică nu se modifică față de cea a materialului de bază, dar structura în zona influențată termic diferă și este variabilă (fig. 2.3.2) datită faptului că în urma operațiunii de sudare temperatura evoluează după curba 1-2 (fig. 2.3.1). Legătura care există între diagrama FeC, ciclul termic la sudare și subzonele din ZIT este prezentată în figura 2.3.2.

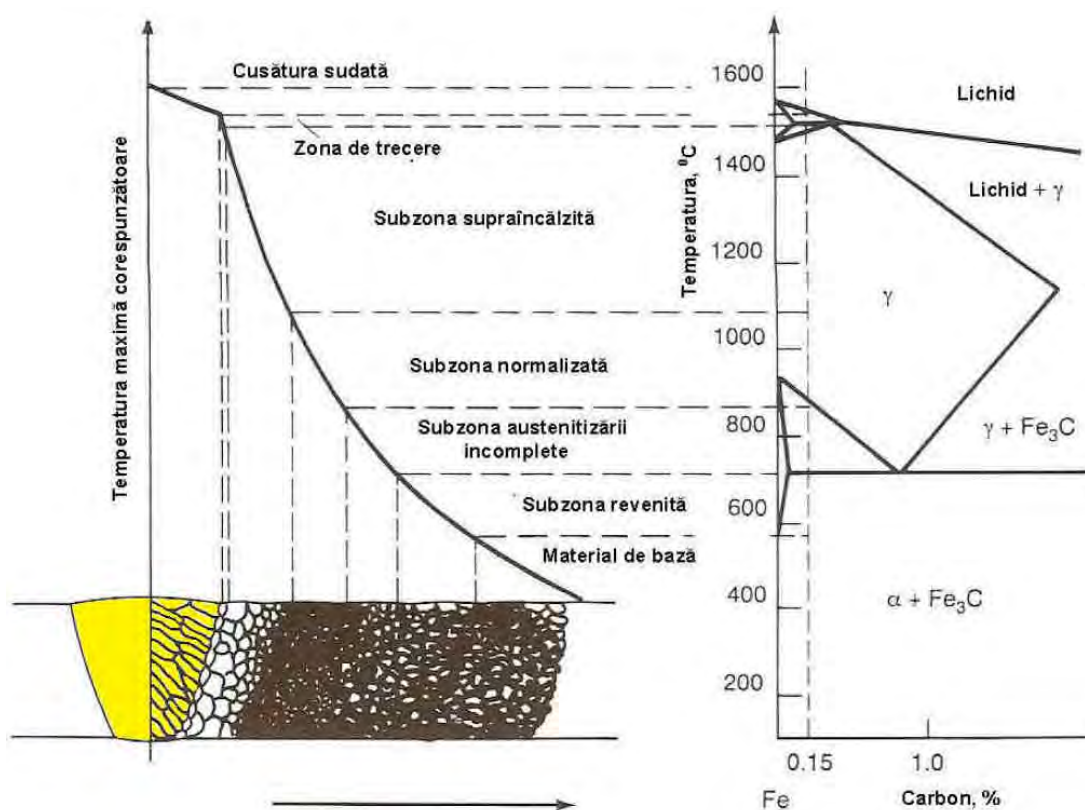


Figura 2.3.2. Structura zonei influențate termic și legătura cu diagrama FeC

Cum se poate observa din figurile 2.3.1 și 2.3.2, după cordonul de sudură, în ZIT distingem [16] următoarele zone:

- o zonă cu granulație grosieră denumită zona de supraîncălzire datorată încălzirii materialului peste 1000°C, zonă caracterizată prin rezistență mai ridicată și plasticitate mai scăzută;
- o zonă de trecere, corespunzătoare unei temperaturi de până la 750°C, formată din subzona normalizată și subzona austenitizării incomplete, caracterizată prin revenirea rezistenței spre o valoare egală cu a materialului de bază și creșterea plasticității;

- zona de normalizare, sau revenită, pentru temperaturi de până la 650°C , corespunzătoare temperaturii de recoacere de detensionare, zonă în care plasticitatea coboară la valoarea materialului de bază.

În zona de supraîncălzire avem o structură austenitică. Austenita este o soluție solidă de carbon în fierul γ , are rețeaua cristalină a fierului γ . Austenita este plastică, puțin dură, paramagnetică, rezistentă la coroziune, are cel mai mic volum specific dintre toți componenții aliajelor Fe-C și are cea mai mare greutate specifică, ceea ce înseamnă că la formarea austenitei (la încălzire) are loc o micșorare de volum, iar la transformarea ei (la răcire) o mărire de volum (fig. 2.3.1).

Zona de trecere este caracterizată de o structură perlitică. Perlita este un amestec mecanic de ferită și cementită. Aceste două faze se separă simultan, în condiții de echilibru, la temperatură constantă (727°C) din austenita de concentrație eutectoidă (0,77% C) la răcire lentă. Are rezistență, duritate și tenacitate mari, aceste proprietăți având valori cu atât mai ridicate cu cât cementita din perlită se găsește în formații mai fine.

În zona de normalizare apare ferita. Ferita este o soluție solidă de carbon în fierul α ori în fierul $\alpha(\delta)$. Solubilitatea carbonului în Fe(α) este condiționată de faptul că rețeaua reală are numeroase defecte (imperfecțiuni) mai ales pe limitele grăunților. Proprietățile feritei depind de mărimea grăunțului. Cu cât grăunțele este mai mare cu atât scade duritatea, rezistența și reziliența și cresc proprietățile plastice (alungirea și gătuirea).

În aceste condiții și ținând cond de relația de definiție a frecvențelor naturale (2.3.1), concluzionăm că în zona de supraîncălzire (notată cu indice zs) densitatea și rezistența materialului, caracterizată prin modulul de elasticitate E , au valori ușor mai ridicate comparativ cu a materialului de bază ($\rho_{zs} > \rho$; $E_{zs} > E$); zona de trecere (cu indice zt) poate fi caracterizată printr-o scădere a densității materialului și creșterea rezistenței ($\rho_{zt} = \rho$; $E_{zt} > E_{zs}$); iar zona de normalizare (de indice zn) prin scăderea rezistenței la valoarea materialului de bază și scăderea densității ($\rho_{zn} < \rho$; $E_{zn} = E$).

Pentru o structură cu secțiune transversală constantă, pentru care aria secțiunii transversale și momentul de inerție al secțiunii transversale rămân constante, componentele care influențează frecvențele naturale (2.9) sunt densitatea (masa) și modulul de elasticitate longitudinal.

2.3.1. Sistem de bare sudate încastrate la capete și articulate la capete

Modelul structurii sudate pentru analiza modală este ilustrat în figura 2.3.3.

În conformitate cu pct. 2.2.1. și 2.2.2 se consideră sistemul format din 2 (două) bare sudate (fig. 2.3.4). Lungimea barelor după sudare este $L=1\text{m}$. Barele (materialul de bază) au secțiunea rectangulară cu lățimea $b=20\text{mm}$ și înălțimea $h=5\text{mm}$, sunt confecționate din oțel cu densitatea $\rho=7850\text{kg/m}^3$, modulul de elasticitate longitudinal $E=2*10^{11}\text{N/m}^2$ și coeficientul Poisson $\nu=0.3$.

Cordonul de sudură este pe toată lățimea barei și are masa m_{cs} (fig. 2.3.3). Pentru analiza modală, cordonul de sudură se consideră dreptunghiul de culoare galbenă (fig. 2.3.3 jos) de lungime 20mm, având modulul de elasticitate $E=2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ și densitatea $\rho_{cs}=10990 \text{ kg/m}^3$ echivalentă unui paralelipiped cu baza 20x20 mm și înălțimea de 7 mm (m_{cs1}), respectiv densitatea $\rho_{cs}=15700 \text{ kg/m}^3$ echivalentă unui paralelipiped cu baza 20x20 mm și înălțimea de 10 mm (m_{cs2}).

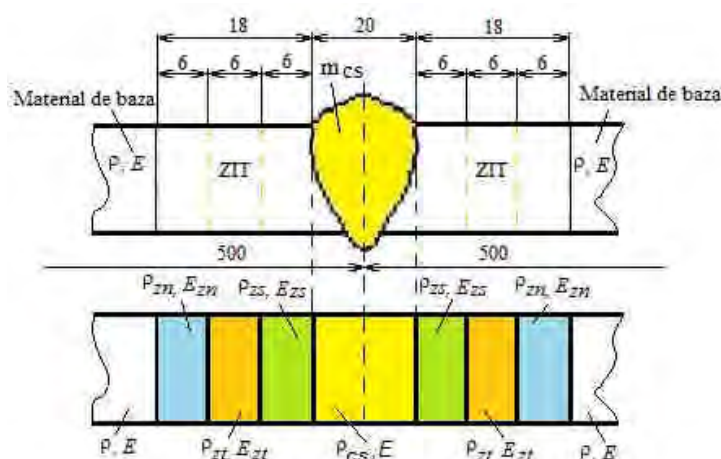


Figura 2.3.3. Model structură sudată pentru analiză modală

Zona influențată termic (ZIT) este împărțită în 3 domenii dinspre cordonul de sudură spre materialul de bază astfel:

- în zona de supraîncălzire de lungime 6mm considerăm densitatea $\rho_{zs}=8000 \text{ kg/m}^3$, iar pentru modulul Young avem valoarea $E_{zs}=2,05 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$;
- în zona de trecere de lungime 6 mm avem $\rho_{zt}=\rho=7850 \text{ kg/m}^3$ și $E_{zt}=2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$;
- în zona de normalizare tot de lungime 6 mm avem $\rho_{zn}=7700 \text{ kg/m}^3$ și $E_{zn}=E=2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$;

Frecvențele naturale au fost determinate prin analiză numerică modală. Modelarea tridimensională și discretizarea modelului sunt prezentate în figura 2.3.4. Pentru discretizare s-au folosit elemente hexaedrale cu mărimea medie a elementului de 2 mm. În urma discretizării au rezultat 150000 elemente și 81553 puncte nodale.

Frecvențele naturale obținute în urma analizei modale prin metoda elementului finit (MEF) sunt prezentate în tabelele 2.3.1-2.3.10, iar formele modale pentru primele 6 (șase) moduri de vibrație sunt ilustrate în figura 2.3.5.

Formele modale prezentate în figura 2.3.5 sunt obținute din analiza numerică. Cum se poate observa, forma lor nu se modifică comparativ formele modale de la bara simplă încastrată la ambele capete și bara articulată la ambele capete (fig. 2.1.2 și fig. 2.1.4), forme modale obținute prin metoda analitică.

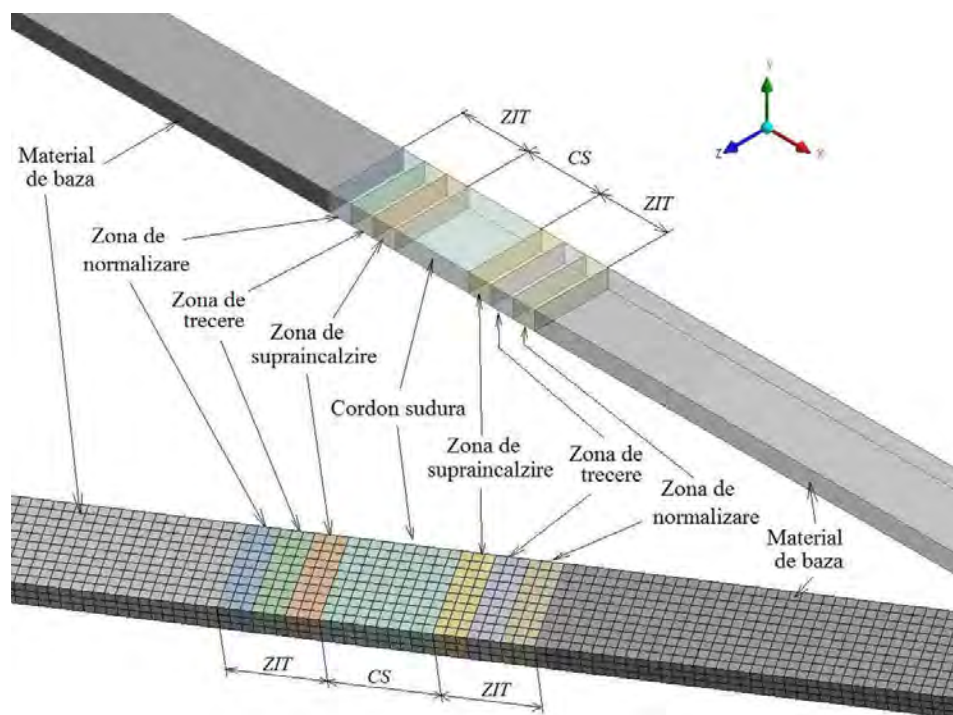


Figura 2.3.4. Modelare tridimensională și discretizare structură sudată

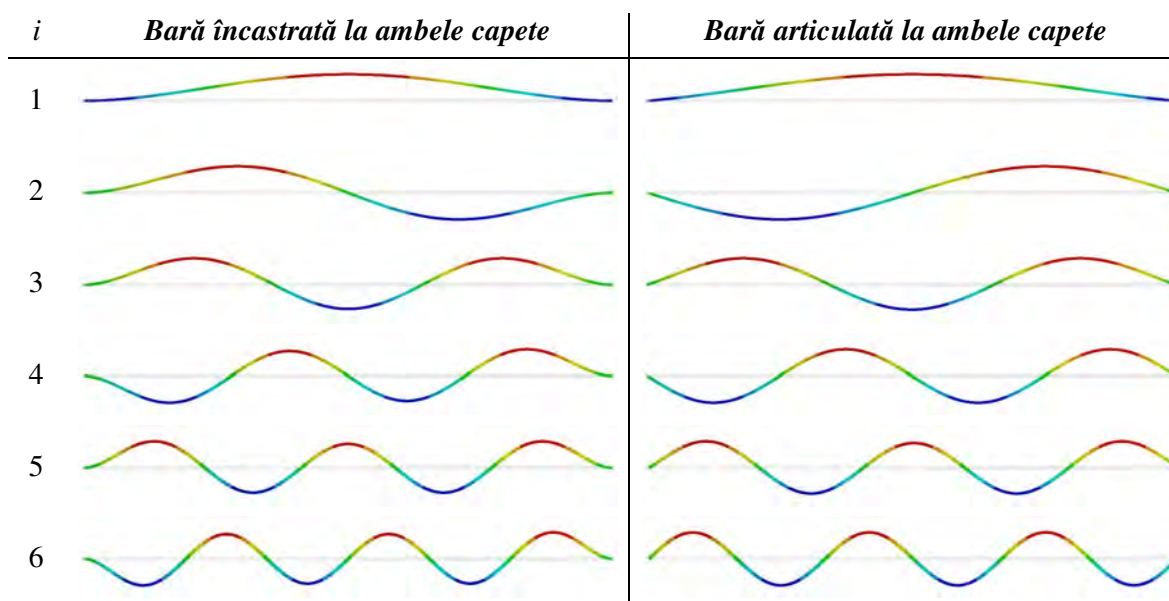


Figura 2.3.5. Primele 6 (șase) moduri de vibrație

Tabel 2.3.1. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,5$, m_{cs1}

$L_1=0,5$ m, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
<i>i</i>	Bară încastrată la ambele capete			Bară articulată la ambele capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	26,6024	25,74961	3,21	11,6731	11,4294	2,09
2	71,5141	71,63977	0,18	45,7773	45,7714	0,01
3	142,9527	139,4274	2,47	105,0527	102,2483	2,67
4	231,7716	232,0230	0,11	183,1233	183,0245	0,05
5	353,0478	344,0550	2,55	291,7822	283,9077	2,70
6	483,6404	483,7044	0,01	412,0797	411,5760	0,12

Tabel 2.3.2. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,5$, m_{cs2}

$L_1=0,5$ m, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
<i>i</i>	Bară încastrată la ambele capete			Bară articulată la ambele capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	26,5939	25,3748	4,58	11,6702	11,2969	3,20
2	71,5141	71,6366	0,17	45,7773	45,7707	0,01
3	142,9176	137,9208	3,50	105,0265	101,1183	3,72
4	231,7713	231,9998	0,10	183,1231	183,0123	0,06
5	352,9605	340,4718	3,54	291,71	280,9207	3,70
6	483,6388	483,6125	0,01	412,0785	411,5145	0,14

Tabel 2.3.3. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,4$, m_{cs1}

$L_1=0,4$ m, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
<i>i</i>	Bară încastrată la ambele capete			Bară articulată la ambele capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	26,4934	25,7863	2,67	11,6507	11,4308	1,89
2	72,2671	71,3619	1,25	46,0871	45,6640	0,92
3	140,7382	140,2083	0,38	103,697	102,7198	0,94
4	236,2136	230,4412	2,44	186,3959	181,8650	2,43
5	346,4089	346,4062	0,00	286,1466	285,9044	0,08
6	491,0739	481,0232	2,05	419,3462	408,9810	2,47

Tabel 2.3. 4. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,4$, m_{cs2}

$L_1=0,4$ m, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
<i>i</i>	Bară încastrată la ambele capete			Bară articulată la ambele capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	26,4863	25,4684	3,84	11,6481	11,3105	2,90
2	72,2576	70,9355	1,83	46,0832	45,4847	1,30
3	140,7314	139,8958	0,59	103,6883	102,3176	1,32
4	236,1569	228,0683	3,43	186,3541	180,1043	3,35
5	346,4061	346,2745	0,04	286,146	285,8746	0,09
6	490,9783	477,0603	2,83	419,2529	405,1289	3,37

Tabel 2.3.5. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,3$, m_{cs1}

$L_1=0,3$ m, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Bară încastrată la ambele capete			Bară articulată la ambele capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	26,2507	25,8727	1,44	11,5925	11,4344	1,36
2	73,1376	71,0470	2,86	46,602	45,4911	2,38
3	141,2339	140,0219	0,86	103,1929	102,9021	0,28
4	232,1702	231,8762	0,13	184,3529	182,5754	0,96
5	352,3247	344,2916	2,28	291,7822	283,9079	2,70
6	489,7165	481,5307	1,67	414,8104	410,5979	1,02

Tabel 2.3.6. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,3$, m_{cs2}

$L_1=0,3$ m, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Bară încastrată la ambele capete			Bară articulată la ambele capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	26,2468	25,6883	2,13	11,5906	11,3465	2,11
2	73,1168	70,1434	4,07	46,5915	45,0284	3,35
3	141,2209	139,4491	1,25	103,1905	102,7904	0,39
4	232,1649	231,6345	0,23	184,3373	181,8611	1,34
5	352,2469	341,0077	3,19	291,71	280,9244	3,70
6	489,6384	478,4418	2,29	414,7752	409,1545	1,36

Tabel 2.3.7. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,2$, m_{cs1}

$L_1=0,2$ m, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Bară încastrată la ambele capete			Bară articulată la ambele capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	26,0399	25,9549	0,33	11,5217	11,4389	0,72
2	72,5448	71,2410	1,80	46,602	45,4891	2,39
3	143,3837	139,2385	2,89	104,8516	102,3205	2,41
4	235,7472	230,5886	2,19	184,3529	182,5845	0,96
5	347,7617	345,9045	0,53	286,1466	285,9043	0,08
6	483,8338	483,6323	0,04	414,8104	410,5666	1,02

Tabel 2.3.8. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,2$, m_{cs2}

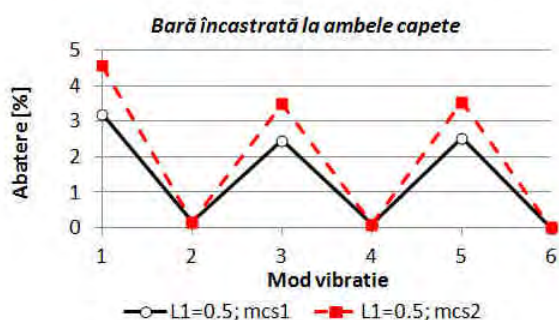
$L_1=0,2$ m, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Bară încastrată la ambele capete			Bară articulată la ambele capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	26,0387	25,8950	0,55	11,5207	11,3920	1,12
2	72,5318	70,6270	2,63	46,5915	45,0147	3,50
3	143,343	137,4783	4,09	104,8281	101,3162	3,47
4	235,6965	228,5284	3,04	184,3373	181,9204	1,31
5	347,742	345,0781	0,77	286,146	285,8746	0,09
6	483,8298	483,4480	0,08	414,7752	408,9596	1,40

Tabel 2.3.9. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,1$, m_{cs1}

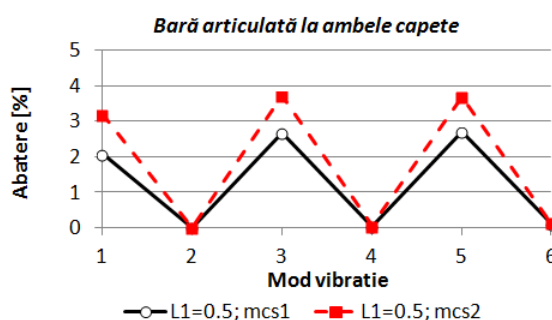
$L_1=0,1$ m, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Bară încastrată la ambele capete			Bară articulată la ambele capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	25,9515	26,0014	0,19	11,4654	11,4426	0,20
2	71,6575	71,5860	0,10	46,0871	45,6624	0,92
3	141,0107	140,0749	0,66	104,3305	102,4894	1,80
4	234,3898	230,9856	1,45	186,3959	181,8470	2,44
5	352,1853	344,1932	2,27	291,7822	283,9052	2,70
6	493,9508	479,8634	2,94	419,3462	409,0284	2,46

Tabel 2.3.10. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,1$, m_{cs2}

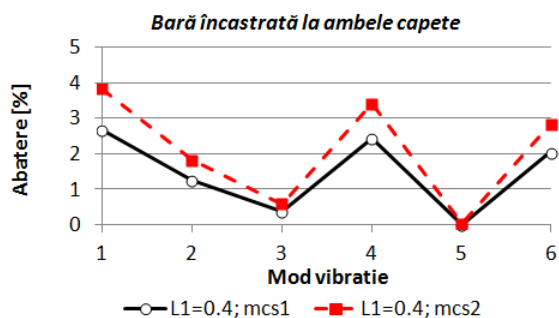
$L_1=0,1$ m, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Bară încastrată la ambele capete			Bară articulată la ambele capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	25,9514	25,9958	0,17	11,4651	11,4295	0,31
2	71,6557	71,4957	0,22	46,0832	45,4740	1,32
3	141,0005	139,5680	1,02	104,3137	101,7016	2,50
4	234,3565	229,3691	2,13	186,3541	179,9948	3,41
5	352,1093	340,6800	3,25	291,7100	280,9177	3,70
6	493,8178	474,2040	3,97	419,2529	405,4221	3,30



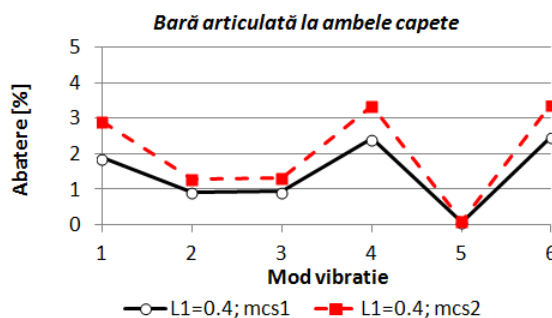
a)



b)



c)



d)

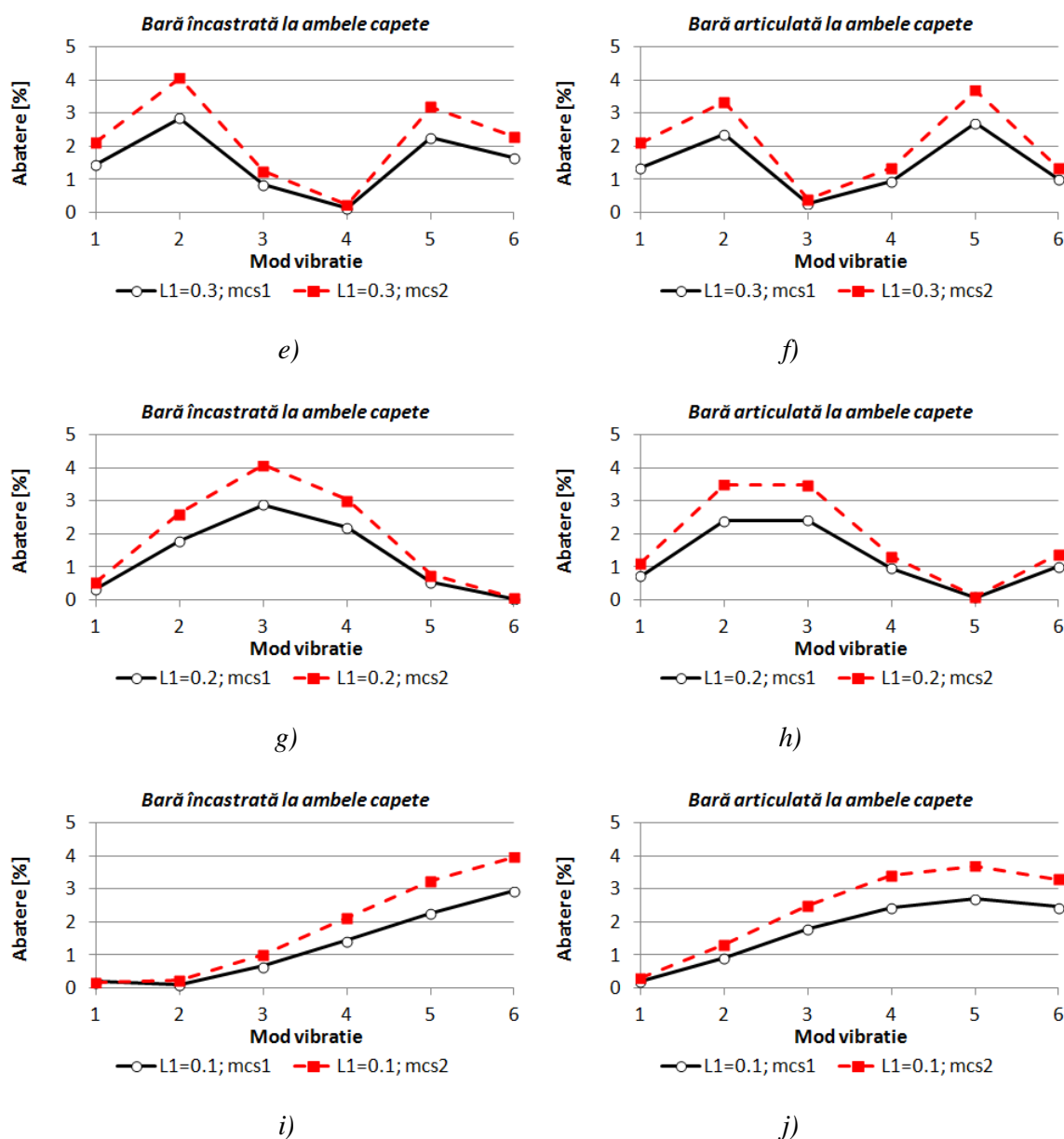


Figura 2.3.6. Abateri procentuale frecvențe naturale obținute prin metoda analitică și MEF

Din analiza tabelelor 2.3.1-2.3.10, se poate observa că pentru bara încastrată la ambele capete și la bara articulată la ambele capete nu există diferențe mari între frecvențele determinate prin metoda analitică și prin metoda numerică, deși metoda analitică ține cont doar de efectul cordonului de sudură.

În figura 2.3.6.a - j sunt prezentate abaterile frecvențelor naturale obținute prin metoda analitică și analiza modală prin metoda elementului finit (MEF). Din analiza figurilor se poate trage concluzia că valoarea abaterilor este sub 4%, cu excepția modului de vibrație 1 la bara încastrată pentru care abaterea este sub 5% (fig. 2.3.6.a). În general, valorile abaterilor au o reprezentare haotică cu excepția cazurilor când cordonul de sudură este situat la mijlocul structurii

(fig. 2. 3.6.a, b), unde abaterile pentru modurile pare sunt mai mari decât valorile abaterilor pentru modurile impare, respectiv când cordonul de sudură este foarte aproape de punctul de reze-mare al structurii (fig. 2. 3.6.i, j), când valorile abaterilor cresc odată cu creșterea modului de vi-brație.

Neomogenitatea abaterilor dintre frecvențele naturale obținute prin metoda analitică și metoda numerică pot fi explicate pe de o parte că metoda analitică ține cont în calculul frecven-țelor naturale doar de efectul cordonului de sudură, pe de altă parte la metoda numerică, datorită discretizării structurii, prin stabilirea valorii medii a elementului finit. Este cunoscut faptul că metodele numerice sunt metode aproximative, precizia lor crește prin reducerea dimensiunii ele-mentului care discretizează structura, reducere impusă de resursele calculatoarelor pe care se fa-ce analiza.

2.3.2. Sistem de bare sudate încastrat-articulat la capete și articulat-liber la capete

Modelul structurii sudate pentru analiza modală este ilustrat în figura 2.3.3. În conformi-tate cu pct. 2.2.3. și 2.2.4 se consideră sistemul format din 2 (două) bare sudate cu caracteristicile prezentate la paragraful 2.3.1. Frecvențele naturale obținute în urma analizei modale prin metoda elementului finit sunt prezentate în tabelele 2.3.11-2.3.20, iar formele modale pentru primele 6 (șase) moduri de vibrație sunt ilustrate în figura 2.3.7.

Tabel 2.3.11. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,5$, m_{cs1}

$L_1=0,5$ m, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
<i>i</i>	<i>Bară încastrat-articulat la capete</i>			<i>Bară articulat-liber la capete</i>		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,9809	17,7567	1,25	17,9641	17,8300	0,75
2	58,0432	57,9153	0,22	57,9487	57,8804	0,12
3	121,322	120,2348	0,90	121,5799	120,1135	1,21
4	207,24	206,5737	0,32	206,7129	206,3971	0,15
5	316,3146	313,5752	0,87	317,2795	313,3173	1,25
6	448,5986	446,4387	0,48	447,0609	446,1031	0,21

Tabel 2.3.12. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,5$, m_{cs2}

$L_1=0,5$ m, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
<i>i</i>	<i>Bară încastrat-articulat la capete</i>			<i>Bară articulat-liber la capete</i>		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,9796	17,5416	2,44	17,9631	17,6892	1,52
2	58,0418	57,8064	0,41	57,9485	57,7930	0,27
3	121,3165	119,1183	1,81	121,5712	118,9735	2,14
4	207,2335	206,2297	0,48	206,7129	206,0549	0,32
5	316,3036	310,7745	1,75	317,2564	310,5143	2,13
6	448,5792	445,6913	0,64	447,0605	445,3688	0,38

Tabel 2.3.13. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,4$, m_{cs1}

$L_1=0,4$ m, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Bară încastrat-articulat la capete			Bară articulat-liber la capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,9442	17,7963	0,82	17,9772	17,8118	0,92
2	58,281	57,6184	1,14	58,0135	57,8906	0,21
3	120,887	120,9394	0,04	121,1635	120,2859	0,72
4	207,6415	205,3826	1,09	207,8199	205,6664	1,04
5	316,5269	314,9927	0,48	315,4456	314,9826	0,15
6	447,2559	445,3519	0,43	449,0729	443,4635	1,25

Tabel 2.3.14. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,4$, m_{cs2}

$L_1=0,4$ m, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Bară încastrat-articulat la capete			Bară articulat-liber la capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,9434	17,6440	1,67	17,976	17,6319	1,91
2	58,2767	57,0554	2,10	58,0125	57,8227	0,33
3	120,8869	120,9071	0,02	121,1600	119,4019	1,45
4	207,6299	203,2415	2,11	207,8061	204,2366	1,72
5	316,5133	314,2825	0,70	315,4453	314,6280	0,26
6	447,2532	443,0000	0,95	449,0475	438,9457	2,25

Tabel 2.3.15. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,3$, m_{cs1}

$L_1=0,3$ m, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Bară încastrat-articulat la capete			Bară articulat-liber la capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,9072	17,8447	0,35	17,9598	17,8186	0,79
2	58,2884	57,5075	1,34	58,2333	57,6373	1,02
3	121,5086	120,4083	0,91	120,9534	120,8428	0,09
4	206,7968	206,7838	0,01	207,0172	205,7641	0,61
5	316,0142	313,8647	0,68	317,223	313,1260	1,29
6	449,6177	444,2833	1,19	448,5983	446,1078	0,56

Tabel 2.3.16. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,3$, m_{cs2}

$L_1=0,3$ m, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Bară încastrat-articulat la capete			Bară articulat-liber la capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,9068	17,7682	0,77	17,9589	17,6568	1,68
2	58,284	56,7738	2,59	58,2296	57,1652	1,83
3	121,5007	119,5871	1,57	120,9525	120,8294	0,10
4	206,7957	206,7594	0,02	207,0134	204,4343	1,25
5	316,0069	311,4234	1,45	317,2006	310,0856	2,24
6	449,5855	440,5301	2,01	448,5789	445,3969	0,71

Tabel 2.3.17. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,2$, m_{cs1}

$L_1=0,2$ m, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Bară încastrat-articulat la capete			Bară articulat-liber la capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8847	17,8822	0,01	17,9242	17,8445	0,44
2	58,0751	57,7263	0,60	58,2407	57,5374	1,21
3	121,5335	119,9877	1,27	121,5555	120,1782	1,13
4	208,0967	205,3154	1,34	207,3373	206,3152	0,49
5	316,9337	314,6065	0,73	315,545	315,1400	0,13
6	447,6727	446,9001	0,17	447,2552	444,9745	0,51

Tabel 2.3.18. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,2$, m_{cs2}

$L_1=0,2$ m, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Bară încastrat-articulat la capete			Bară articulat-liber la capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8846	17,8600	0,14	17,9237	17,7461	0,99
2	58,0733	57,3296	1,28	58,2369	56,8955	2,30
3	121,5253	118,5082	2,48	121,5471	119,1582	1,97
4	208,0794	203,1708	2,36	207,3295	205,8608	0,71
5	316,915	313,3907	1,11	315,5436	315,0211	0,17
6	447,6648	446,8239	0,19	447,2525	442,4898	1,06

Tabel 2.3.19. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,1$, m_{cs1}

$L_1=0,1$ m, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Bară încastrat-articulat la capete			Bară articulat-liber la capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8781	17,9039	0,14	17,893	17,8722	0,12
2	57,9445	57,9596	0,03	58,0223	57,7593	0,45
3	120,9452	120,7296	0,18	121,2177	120,2189	0,82
4	206,9798	205,9839	0,48	207,5682	205,2263	1,13
5	316,1870	313,5372	0,84	317,0802	313,0147	1,28
6	448,6963	443,4687	1,17	449,6345	443,9632	1,26

Tabel 2.3.20. Frecvențe naturale obținute analitic și prin MEF, $L_1=0,1$, m_{cs2}

$L_1=0,1$ m, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Bară încastrat-articulat la capete			Bară articulat-liber la capete		
	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analitic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8781	17,9020	0,13	17,8929	17,8426	0,28
2	57,9444	57,9084	0,06	58,0213	57,4681	0,95
3	120,9444	120,3793	0,47	121,2135	119,2006	1,66
4	206,9765	204,7272	1,09	207,5575	203,0735	2,16
5	316,1776	310,5593	1,78	317,0597	309,8037	2,29
6	448,6756	438,3253	2,31	449,6021	440,3328	2,06

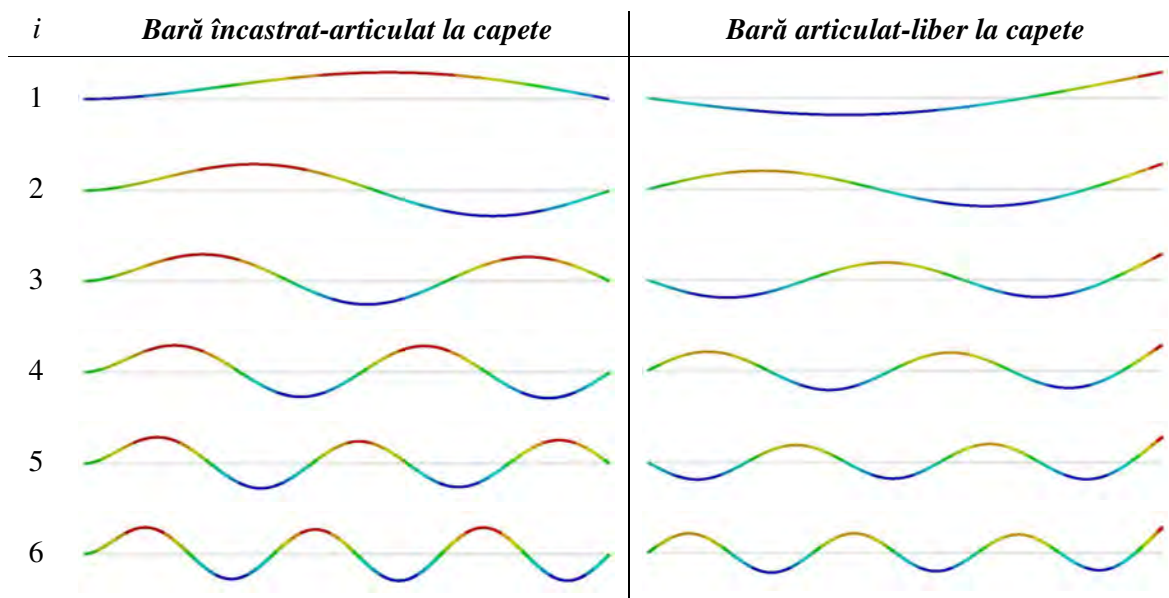
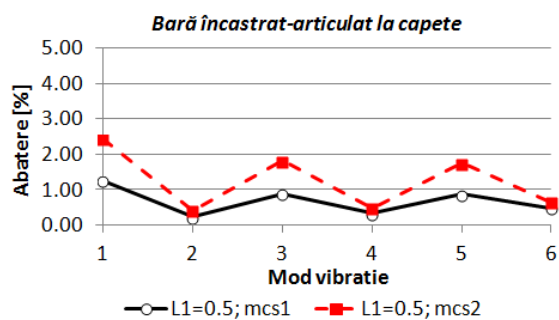
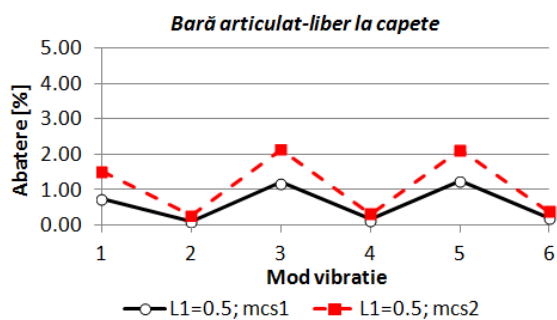


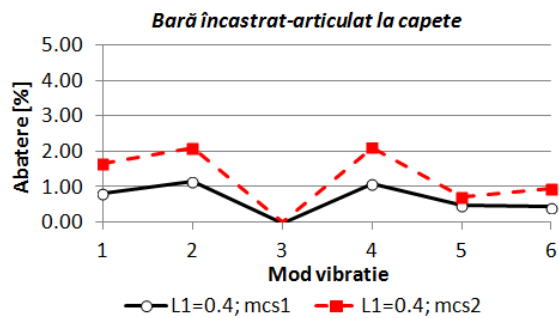
Figura 2.3.7. Primele 6 (șase) moduri de vibrație



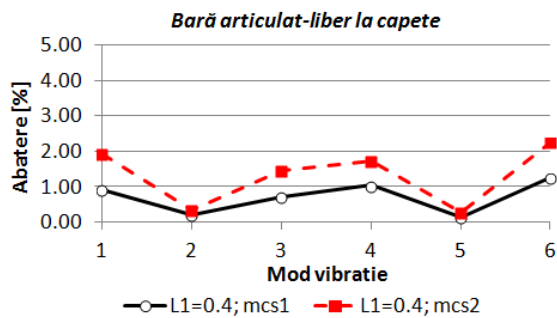
a)



b)



c)



d)

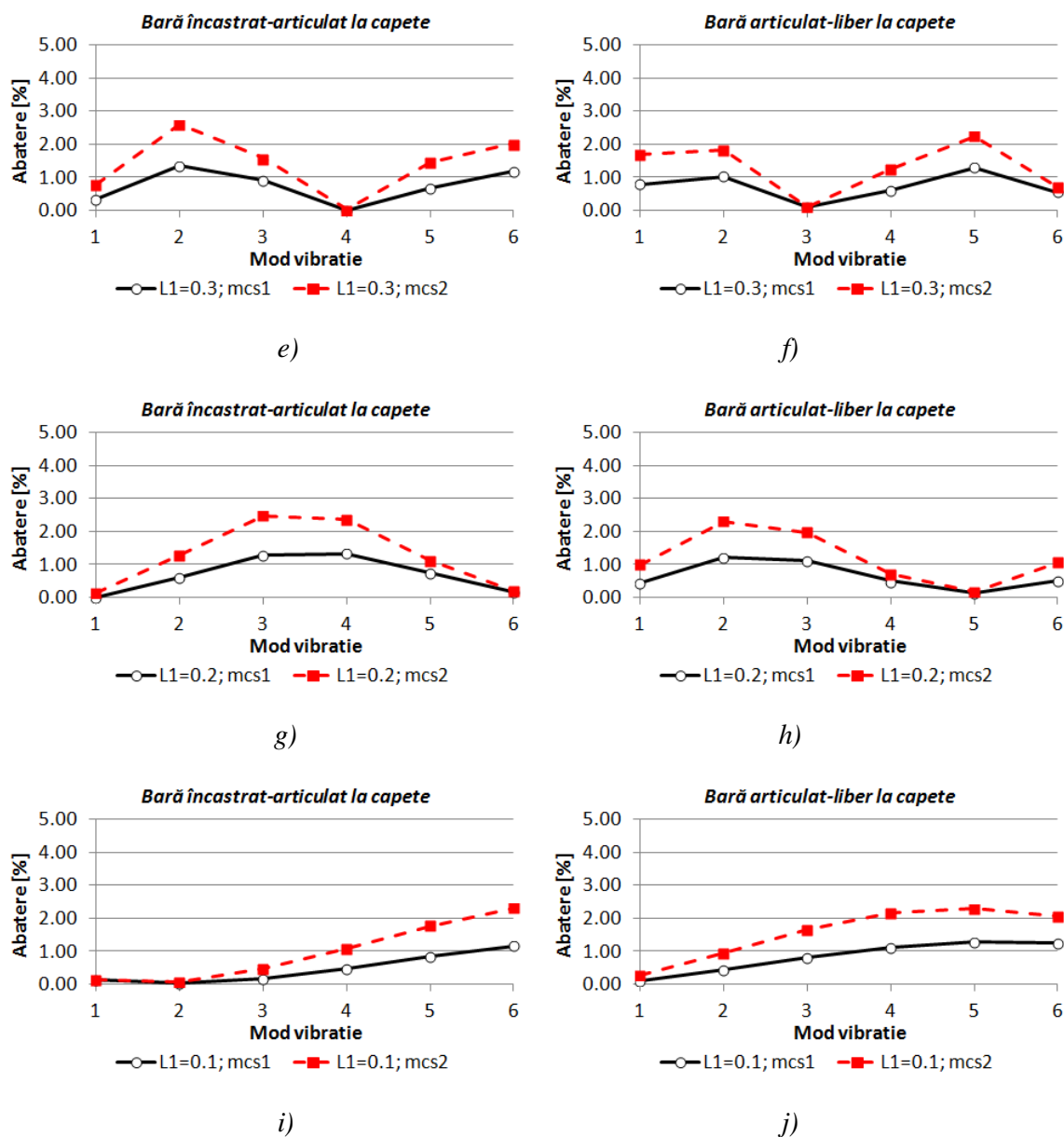


Figura 2.3.8. Abateri procentuale frecvențe naturale obținute prin metoda analitică și MEF

Din analiza figurii 2.3.8.a - j se trage concluzia că abaterile frecvențelor naturale obținute prin metoda analitică și metoda numerică pentru barele sudate analizate sunt sub 3%, adică metoda analitică propusă poate fi aplicată cu rezultate foarte bune.

Concluzia generală este că metoda analitică propusă pentru calculul frecvențelor naturale poate înlocui metoda numerică, o metodă consumatoare de timp, resurse "hardware" și "software" și care presupune utilizarea de specialiști.

Metoda analitică propusă pentru determinarea frecvențelor naturale la structuri sudate este simplă, rapidă, ușor de utilizat și nu necesită specialiști în utilizarea programelor de analiză numerică.

2.4. Efectul defectelor de sudare asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii ale grinzilor

În conformitate cu standardul EN 26520, respectiv ISO 6520 [119, 122] care se referă la clasificarea imperfecțiunilor în suduri, în lucrarea de față, ca defecte de sudare se vor considera:

- fisura (grupa 1) care este o imperfecțiune produsă de o ruptură locală în stare solidă și care poate rezulta din efectul de răcire sau datorită tensiunilor (eforturilor unitare). Fisura longitudinală este paralelă cu axa cordonului de sudură (fig. 2.4.1.a).

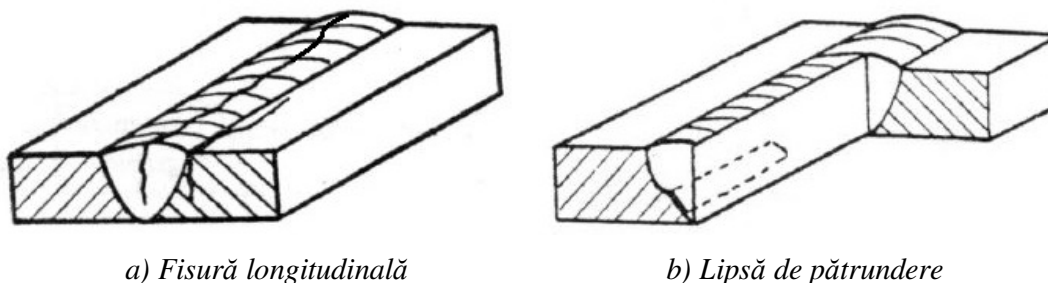


Figura 2.4.1. Defecte de sudare

- lipsa de pătrundere (grupa 4), caracterizată prin lipsa de penetrare între cordonul de sudură și materialul de bază (fig. 2.4.1.b).

Fisurile pot apărea:

- în cordonul de sudură, simbol 1011;
- la joncțiunea cordonului de sudură cu ZIT, simbol 1012;
- în ZIT, simbol 1013;
- în materialul de bază, simbol 1014.

Lipsa de pătrundere poate fi:

- lipsă de pătrundere cu peretele lateral al materialului de bază, simbol 4011;
- lipsă de pătrundere datorită vitezei mari în procesul de sudare, simbol 4012;
- lipsă de pătrundere la rădăcina sudurii, simbol 4013;
- lipsă de pătrundere la nivel microstructura, simbol 4014.

Defectele de sudare pot fi evidențiate atât prin metode nedistructive - locale, cât și prin metode dinamice - globale.

Metodele globale de detectare, localizare și evaluare a defectelor de sudare iau în considerare în principal: modificarea frecvențelor naturale ale structurilor, respectiv modificarea formelor proprii de vibrație.

2.4.1. Efectul lipsei de pătrundere cu peretele lateral al materialului de bază

Așa cum este menționat și în paragraful 2.4 efectele lipsei de pătrundere conduc în principal la modificări interne ale structurii zonei influențate termic (ZIT): lipsă de pătrundere cu pereții laterali al materialului de bază; lipsă de pătrundere datorită vitezei mari în procesul de sudare; etc.



Figura 2.4.2. Model și defecte apărute datorită lipsei de pătrundere

Lipsa de pătrundere este definită ca zonă fără fuziune dintre cordonul de sudură și materialul de bază sau stratul anterior de sudură. Acest lucru se întâmplă atunci când metalul de bază sau stratul anterior nu sunt complet sau insuficient topite.

Defecte de acest tip apar în procesul tehnologic de sudare și trebuie înlăturate. Sunt în general defecte greu de identificat prin control nedistructiv, cele mai eficiente fiind controlul ultrasonic și radiografic. În figura 2.4.2 este prezentată lipsa de pătrundere cu pereții laterali al materialului de bază obținută prin control radiografic [123] și unde defectul lipsei de pătrundere poate fi observat ca o porozitate continuă.

Lipsa de pătrundere reduce rezistența mecanică statică, din cauza reducerii secțiunii active a îmbinării. Studii experimentale [20, 54, 55] au dovedit că nepătrunderile care reduc secțiunea cu cel mult 10-15 % nu influențează semnificativ rezistența statică, dar reduc mult rezistența la oboseală. În cazul solicitărilor dinamice, chiar și cele mai mici nepătrunderi acționează ca și concentratori de tensiune.

2.4.2. Efectul lipsei de pătrundere la rădăcina sudurii

Lipsa de pătrundere la rădăcina sudurii, ca defect al cordonului de sudură apare în procesul tehnologic de sudare când sunt evidențiate prin metode locale: vizual, pulberi magnetice, lichide penetrante și pot fi puse în evidență și prin metode globale.

Abordarea analitică, în cazul lipsei de pătrundere ce apare în cordoanele de sudură, ține cont de modificarea momentului de inerție I în zona cu defect ca factor ce influențează frecvențele naturale. Pentru acest caz, pierderea de energie este proporțională cu creșterea deformației structurii (a săgeții). Pierderea de energie înmagazinată, datorată defectului, se manifestă ca o creștere aparentă a energiei în structura intactă, deoarece deformația sub acțiunea încărcărilor similare crește în cazul apariției defectului.

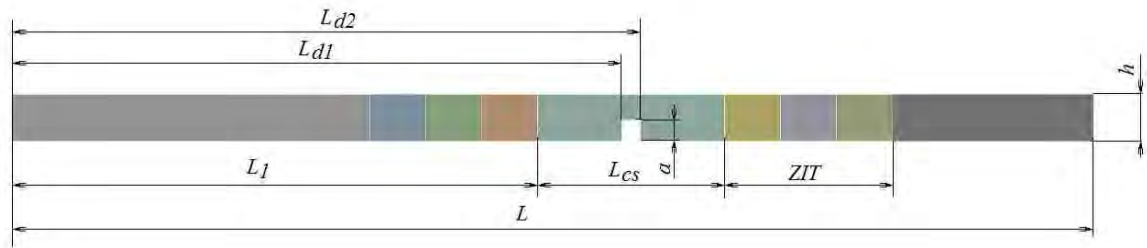


Figura 2.4.3. Model structură sudată cu lipsă de pătrundere la rădăcina sudurii

În acest caz (fig. 2.4.3), momentul de inerție pentru segmentele $(0 - L_{d1})$ și $(L - L_{d2})$ este:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad [\text{m}^4] \quad (2.42)$$

iar pentru segmentul cu defect, de lungime $(L_{d2} - L_{d1})$ avem:

$$I_d = \frac{b(h-a)^3}{12} \quad [\text{m}^4] \quad (2.43)$$

unde a [m] reprezintă adâncimea defectului.

Deoarece am considerat că în zona cordonului de sudură și ZIT densitatea are diferite valori iar înălțimea h a barei are valoare constantă pentru a avea aceeași masă cu structura reală din aceste zone, forțele de inerție dealungul barei vor fi constante.

Se cunoaște că momentul încovoietor $M(x)$ este proporțional cu derivata a doua a funcției modale $\frac{d^2 W(x)}{dx^2}$ și că momentul încovoietor adimensional este egal cu curbura funcției modale:

$$\bar{M}_i(x) = \frac{d^2 \bar{W}_i(x)}{dx^2} \text{ pentru orice mod de vibrație.}$$

Pentru cazul când rigiditatea barei scade ca în fig. 2.4.3 este convenabil să considerăm momentul încovoietor efectiv $M_{ef}(x)$ care acționează asupra barei intacte, dar produce un efect similar ca momentul $M(x)$ în zona cu defect. Relația între cele două momente încovoietoare este:

$$M_{ef}(x) = M(x) \frac{I(x)}{I} \quad [\text{Nm}] \quad (2.44)$$

unde $I(x)$ reprezintă momentul de inerție al secțiunii curente x , respectiv în zona cu defect:

$$M(x) = \frac{I}{I_d} M_d(x) \quad [\text{Nm}] \quad (2.45)$$

În concluzie, creșterea aparentă de energie în fapt este o descreștere deoarece în zona cu defect (secțiunea redusă) bara poate înmagazina mai puțină energie. Raportul energiei pierdute se deduce din starea barei în zona cu defect și zona intactă și ținând cont de (2.10) avem:

$$\frac{\bar{U}_{d_i}(x)}{\bar{U}_i} = \frac{\frac{1}{2EI} \int_0^L (\bar{M}_{ef_i}(x))^2 dx}{\frac{1}{2EI} \int_0^L (\bar{M}_i(x))^2 dx} \quad (2.46)$$

Distribuția energiei dealungul barei (fig. 2.4.3) poate fi explicitată astfel:

$$\bar{U}_{d_i}(x) = \frac{1}{2EI} \int_0^{L_{d1}} (\bar{M}_i(x))^2 dx + \frac{1}{2EI_d} \int_{L_{d1}}^{L_{d2}} (\bar{M}_i(x))^2 dx + \frac{1}{2EI} \int_{L_{d2}}^L (\bar{M}_i(x))^2 dx \quad (2.47)$$

sau,

$$\bar{U}_{d_i}(x) = \bar{U}_i - \frac{I - I_d}{I} \frac{1}{2EI} \int_{L_{d1}}^{L_{d2}} (\bar{M}_i(x))^2 dx = \bar{U}_i - \frac{I - I_d}{I} \frac{1}{2EI} \int_{L_{d1}}^{L_{d2}} \left(\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} \right)^2 dx \quad (2.48)$$

și ținând cont de (2.46), avem:

$$\begin{aligned} \frac{\bar{U}_{d_i}(x)}{\bar{U}_i} &= \frac{\frac{1}{2EI} \int_0^L \left(\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} \right)^2 dx - \frac{I - I_d}{I} \frac{1}{2EI} \int_{L_{d1}}^{L_{d2}} \left(\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} \right)^2 dx}{\frac{1}{2EI} \int_0^L \left(\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} \right)^2 dx} = \\ &= 1 - 4 \frac{I - I_d}{I} \int_{L_{d1}}^{L_{d2}} \left(\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} \right)^2 dx \end{aligned} \quad (2.49)$$

unde: $\int_0^L \left(\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} \right)^2 dx = 0,25$ pentru orice mod de vibrație.

Se cunoaște că raportul frecvențelor naturale de la bara cu defect și bara intactă este:

$$\frac{f_{di}}{f_i} = \sqrt{\frac{\overline{U}_{di}(x)}{\overline{U}_i}} = \sqrt{1 - 4 \frac{I - I_d}{I} \int_{L_{d1}}^{L_{d2}} \left(\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} \right)^2 dx} \quad (2.50)$$

rezultă că frecvențele naturale pentru bara cu defect au expresia analitică:

$$f_{di} = f_i \sqrt{1 - 4 \frac{I - I_d}{I} \int_{L_{d1}}^{L_{d2}} \left(\frac{d^2 W_i(x)}{dx^2} \right)^2 dx} \quad [\text{Hz}] \quad (2.51)$$

unde f_i este frecvența proprie a barei fără defect.

Considerăm aceleași structuri sudate analizate în paragrafele anterioare. Rezultatele frecvențelor naturale pentru primele 6 (șase) moduri de vibrație, obținute prin metoda analitică și metoda numerică pentru un defect situat la mijlocul cordonului de sudură, defect de lățime 2 mm și adâncime: $a_1=1\text{mm}$; $a_2=2\text{mm}$ sunt prezentate în tabelele de mai jos. Tabele conțin și abaterile procentuale dintre cele două metode.

Tabel 2.4.1. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,5\text{m}$, m_{cs1}

$L_1=0,5\text{ m}$, $m_{cs1}=0,02198\text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1\text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2\text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	25,9236	25,7046	0,84	25,9123	25,5416	1,43
2	71,5111	71,6442	0,19	71,5111	71,6661	0,22
3	140,0519	139,0057	0,75	139,9678	137,6572	1,65
4	231,7418	232,0256	0,12	231,7418	232,0498	0,13
5	345,8444	343,0056	0,82	345,6393	339,7313	1,71
6	483,5107	483,7031	0,04	483,5107	483,7250	0,04

Tabel 2.4.2. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,5\text{m}$, m_{cs2}

$L_1=0,5\text{ m}$, $m_{cs2}=0,03140\text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1\text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2\text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	25,9236	25,3363	2,27	25,9123	25,1786	2,83
2	71,5111	71,6424	0,18	71,5111	71,6650	0,22
3	140,0519	137,5083	1,82	139,9678	136,1379	2,74
4	231,7418	232,0063	0,11	231,7418	232,0313	0,12
5	345,8444	339,4123	1,86	345,6393	336,0154	2,78
6	483,5107	483,6187	0,02	483,5107	483,6414	0,03

Tabel 2.4.3. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs1}

$L_1=0,4 m$, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	25,9286	25,7559	0,67	25,9203	25,6393	1,08
2	71,4785	71,2705	0,29	71,4588	70,9672	0,69
3	140,1609	140,1212	0,03	140,1431	139,8412	0,22
4	231,52	229,7632	0,76	231,3854	227,6148	1,63
5	346,1739	346,3848	0,06	346,1688	346,3208	0,04
6	483,1362	479,8394	0,68	482,9088	476,1353	1,40

Tabel 2.4.4. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs2}

$L_1=0,4 m$, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	25,9286	25,4429	1,87	25,9203	25,3295	2,28
2	71,4785	70,8485	0,88	71,4588	70,5454	1,28
3	140,1609	139,8079	0,25	140,1431	139,5163	0,45
4	231,5200	227,3932	1,78	231,3854	225,1958	2,68
5	346,1739	346,2526	0,02	346,1688	346,1850	0,00
6	483,1362	475,8215	1,51	482,9088	471,8785	2,28

Tabel 2.4.5. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs1}

$L_1=0,3 m$, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	25,9386	25,8698	0,27	25,9363	25,8460	0,35
2	71,4499	70,8742	0,81	71,4128	70,2864	1,58
3	140,1472	139,8980	0,18	140,1211	139,4909	0,45
4	231,7187	231,8061	0,04	231,7048	231,5826	0,05
5	345,874	343,3180	0,74	345,6869	340,2281	1,58
6	483,2006	480,5850	0,54	483,0124	477,7230	1,10

Tabel 2.4.6. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs2}

$L_1=0,3 m$, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	25,9386	25,6883	0,96	25,9363	25,6660	1,04
2	71,4499	69,9804	2,06	71,4128	69,3936	2,83
3	140,1472	139,3298	0,58	140,1211	138,9215	0,86
4	231,7187	231,5617	0,07	231,7048	231,3237	0,16
5	345,874	339,9992	1,70	345,6869	336,7318	2,59
6	483,2006	477,5029	1,18	483,0124	474,6150	1,74

Tabel 2.4.7. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs1}

$L_1=0,2 m$, $m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	25,9419	25,9557	0,05	25,9416	25,9524	0,04
2	71,4891	71,1876	0,42	71,4757	70,9727	0,70
3	140,0772	138,9111	0,83	140,0086	137,7962	1,58
4	231,5786	230,1130	0,63	231,4796	228,5860	1,25
5	346,1193	345,7159	0,12	346,0811	345,1160	0,28
6	483,4973	483,5885	0,02	483,4892	483,4513	0,01

Tabel 2.4.8. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs2}

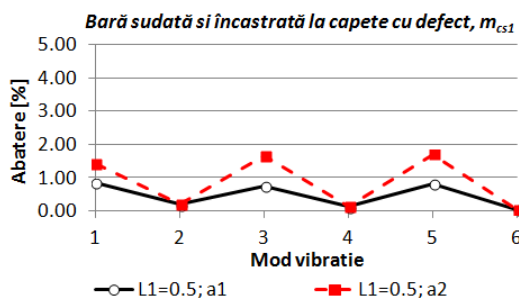
$L_1=0,2 m$, $m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	25,9419	25,8973	0,17	25,9416	25,8958	0,18
2	71,4891	70,5783	1,27	71,4757	70,3548	1,57
3	140,0772	137,1589	2,08	140,0086	136,0167	2,85
4	231,5786	228,0728	1,51	231,4796	226,5602	2,13
5	346,1193	344,8932	0,35	346,0811	344,2880	0,52
6	483,4973	483,4015	0,02	483,4892	483,2531	0,05

Tabel 2.4.9. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs1}

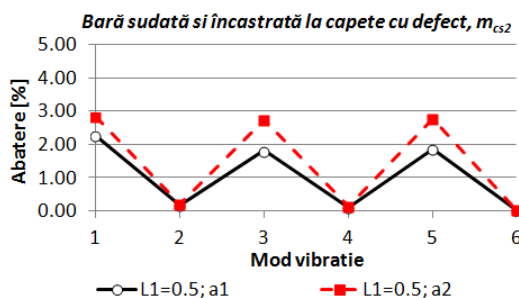
$L_1=0,1 m$, $m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	25,9418	25,9461	0,02	25,9414	25,7819	0,61
2	71,4625	71,5596	0,14	71,433	71,4708	0,05
3	140,0866	140,0892	0,00	140,0236	140,0816	0,04
4	231,7162	230,8994	0,35	231,7007	230,5027	0,52
5	346,1216	343,7337	0,69	346,0849	342,0777	1,16
6	483,0911	478,8022	0,89	482,8364	475,2602	1,57

Tabel 2.4.10. Bară încastrată la ambele capete cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs2}

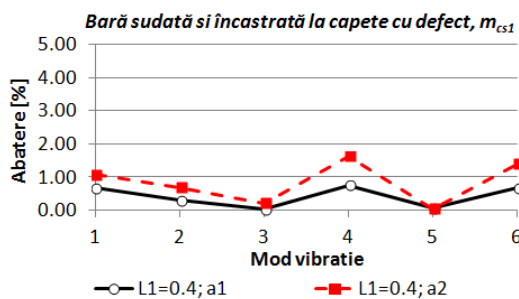
$L_1=0,1 m$, $m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	25,9418	25,9408	0,00	25,9414	25,7770	0,63
2	71,4625	71,4722	0,01	71,433	71,3883	0,06
3	140,0866	139,5907	0,35	140,0236	139,5878	0,31
4	231,7162	229,2811	1,05	231,7007	228,8168	1,24
5	346,1216	340,1749	1,72	346,0849	338,2672	2,26
6	483,0911	473,0681	2,07	482,8364	469,1898	2,83



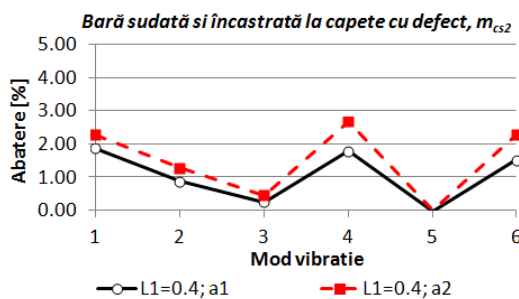
a)



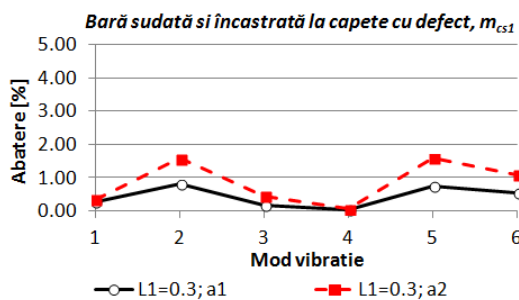
b)



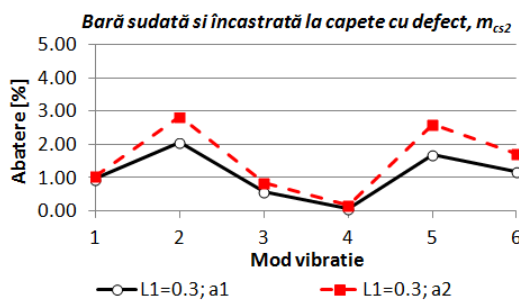
c)



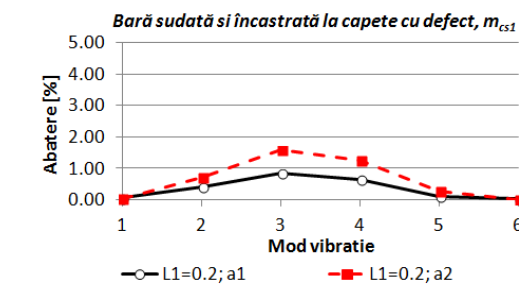
d)



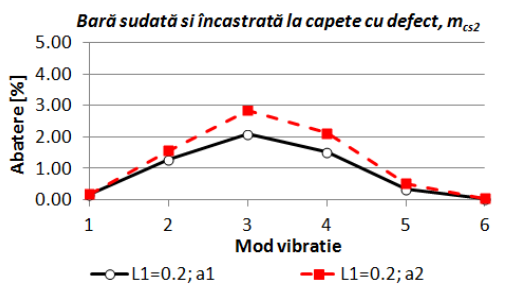
e)



f)



g)



h)

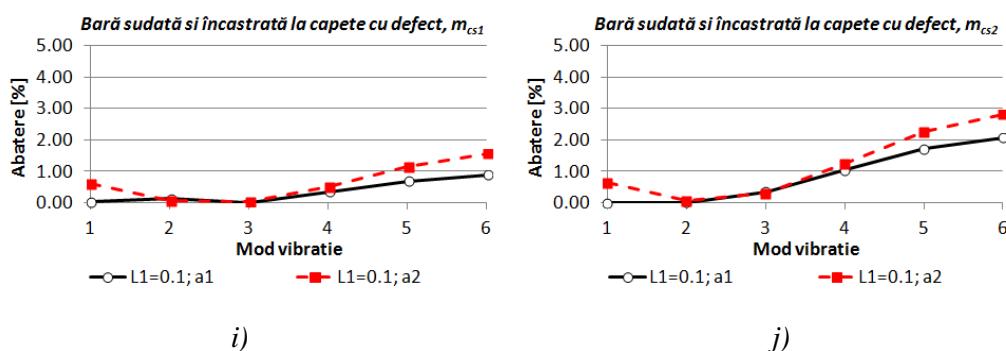


Figura 2.4.4. Abateri frecvențe naturale bară încastrată la ambele capete cu defect a_1 și a_2

Tabel 2.4.11. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,5m, m_{cs1}$

$L_1=0,5 m, m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	11,4329	11,4184	0,13	11,4261	11,3950	0,27
2	45,7762	45,7935	0,04	45,7762	45,8804	0,23
3	102,8958	101,9650	0,90	102,8348	101,0573	1,73
4	183,1047	183,0464	0,03	183,1047	183,1328	0,02
5	285,8217	283,0660	0,96	285,6521	280,4202	1,83
6	411,9854	411,5973	0,09	411,9854	411,6809	0,07

Tabel 2.4.12. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,5m, m_{cs2}$

$L_1=0,5 m, m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	11,4329	11,2885	1,26	11,4261	11,2686	1,38
2	45,7762	45,7933	0,04	45,7762	45,8821	0,23
3	102,8958	100,8432	1,99	102,8348	99,9267	2,83
4	183,1047	183,0348	0,04	183,1047	183,1231	0,01
5	285,8217	280,07246	2,01	285,6521	277,7580	2,41
6	411,9854	411,5365	0,11	411,9854	411,6220	0,09

Tabel 2.4.13. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,4m, m_{cs1}$

$L_1=0,4 m, m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	11,4339	11,4220	0,10	11,4278	11,4053	0,20
2	45,7607	45,6387	0,27	45,7514	45,5681	0,40
3	102,9616	102,6338	0,32	102,9406	102,3637	0,56
4	182,943	181,3928	0,85	182,8448	179,8989	1,61
5	286,101	285,9252	0,06	286,101	286,0072	0,03
6	411,6217	407,8574	0,91	411,4008	404,3448	1,72

Tabel 2.4.14. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,4m, m_{cs2}$

$L_1=0,4 m, m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	11,4339	11,3041	1,14	11,4278	11,2903	1,20
2	45,7607	45,4618	0,65	45,7514	45,3928	0,78
3	102,9616	102,2325	0,71	102,9406	101,9527	0,96
4	182,943	179,6395	1,81	182,8448	178,1225	2,58
5	286,101	285,8960	0,07	286,101	285,9798	0,04
6	411,6217	403,9675	1,86	411,4008	400,2643	2,71

Tabel 2.4.15. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,3m, m_{cs1}$

$L_1=0,3 m, m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	11,4367	11,4312	0,05	11,4323	11,4311	0,01
2	45,7357	45,3890	0,76	45,7112	45,0648	1,41
3	102,9868	102,8915	0,09	102,9809	102,8691	0,11
4	183,0429	182,3988	0,35	183,0054	181,8318	0,64
5	285,8217	283,0632	0,97	285,6521	280,4080	1,84
6	411,8465	410,1924	0,40	411,7622	408,9624	0,68

Tabel 2.4.16. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,3m, m_{cs2}$

$L_1=0,3 m, m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	11,4367	11,3450	0,80	11,4323	11,3469	0,75
2	45,7357	44,9332	1,75	45,7112	44,6148	2,40
3	102,9868	102,7808	0,20	102,9809	102,7586	0,22
4	183,0429	181,6791	0,75	183,0054	181,0735	1,06
5	285,8217	280,0749	2,01	285,6521	277,3400	2,91
6	411,8465	408,7510	0,75	411,7622	407,5009	1,03

Tabel 2.4.17. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,2m, m_{cs1}$

$L_1=0,2 m, m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	11,4402	11,4416	0,01	11,4378	11,4584	0,18
2	45,7357	45,3810	0,78	45,7112	45,0286	1,49
3	102,9054	102,0623	0,82	102,8502	101,2979	1,51
4	183,0429	182,4134	0,34	183,0054	181,8832	0,61
5	286,101	285,9182	0,06	286,101	285,9726	0,04
6	411,8465	410,1231	0,42	411,7622	408,6890	0,75

Tabel 2.4.18. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,2m, m_{cs2}$

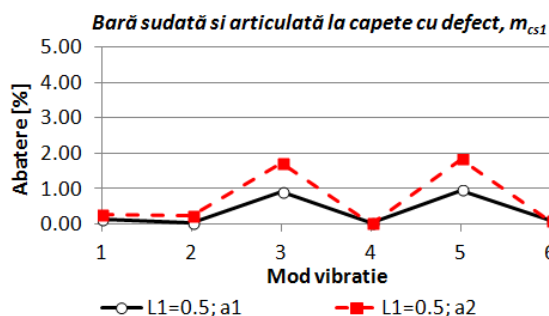
$L_1=0,2 \text{ m}, m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	11,4402	11,3956	0,39	11,4378	11,4136	0,21
2	45,7357	44,9115	1,80	45,7112	44,5579	2,52
3	102,9054	101,0704	1,78	102,8502	100,2648	1,74
4	183,0429	181,7559	0,70	183,0054	181,2290	0,97
5	286,101	285,8888	0,07	286,101	285,9445	0,05
6	411,8465	408,4731	0,82	411,7622	406,8615	1,19

Tabel 2.4.19. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,1m, m_{cs1}$

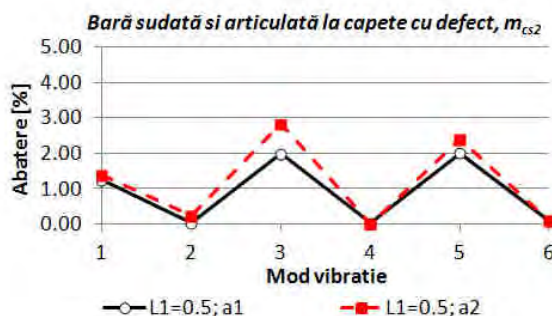
$L_1=0,1 \text{ m}, m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	11,4384	11,4474	0,08	11,435	11,4681	0,29
2	45,7315	45,6231	0,24	45,7043	45,4934	0,46
3	102,948	102,2917	0,64	102,9186	101,6307	1,25
4	183,1045	181,3486	0,96	183,1045	179,7179	1,85
5	285,9526	283,0538	1,01	285,8626	280,3689	1,92
6	411,5838	407,9477	0,88	411,34	404,6766	1,62

Tabel 2.4.20. Bară articulată la ambele capete cu defect, $L_1=0,1m, m_{cs2}$

$L_1=0,1 \text{ m}, m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	11,4384	11,4347	0,03	11,435	11,4561	0,18
2	45,7315	45,4360	0,65	45,7043	45,3030	0,88
3	102,948	101,5027	1,40	102,9186	100,8457	1,72
4	183,1045	179,4900	1,97	183,1045	177,7872	2,90
5	285,9526	280,0712	2,06	285,8626	277,0483	2,73
6	411,5838	404,3756	1,75	411,34	401,1542	2,48



a)



b)

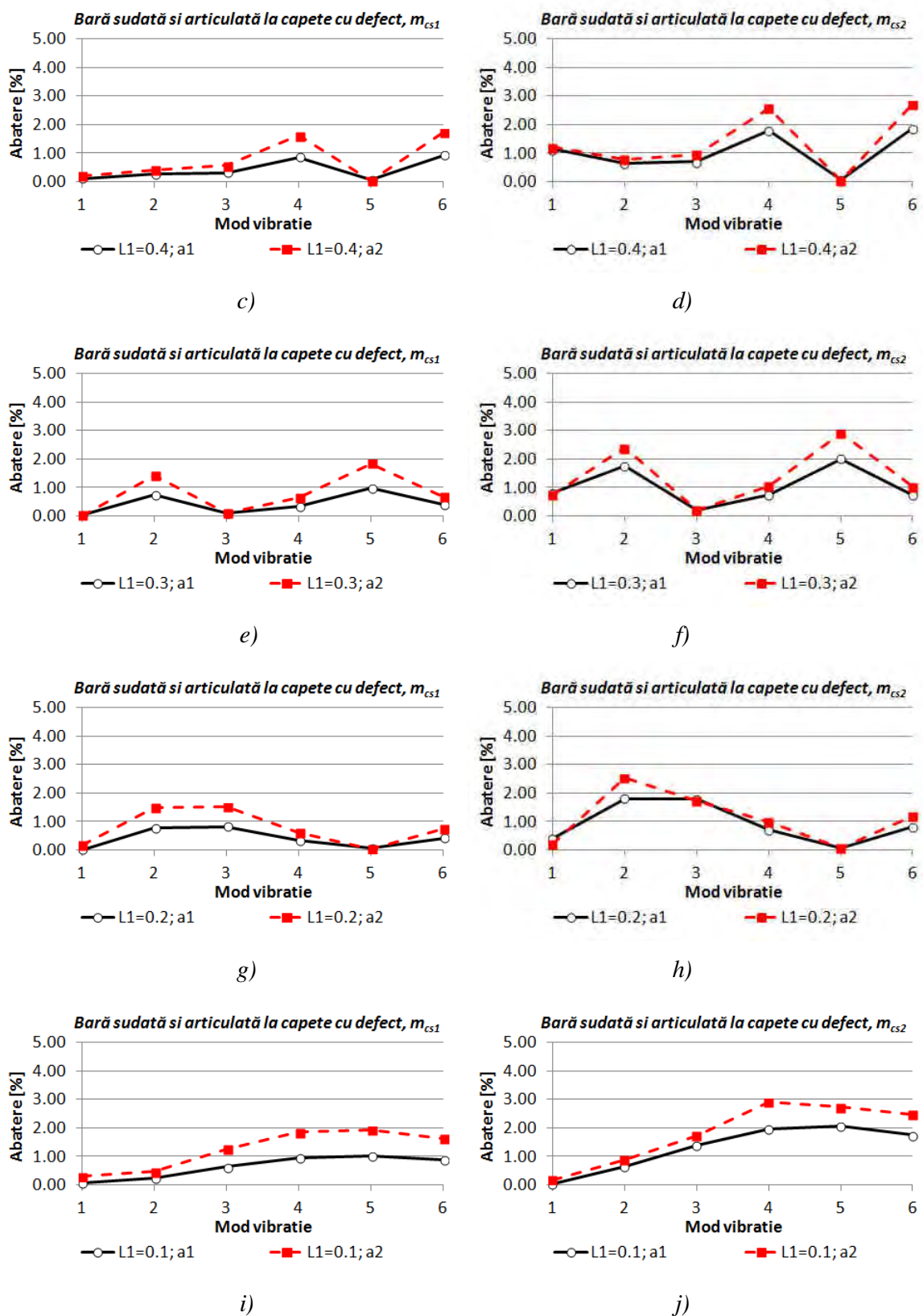


Figura 2.4.5. Abateri frecvențe naturale bară articulată la ambele capete cu defect a_1 și a_2

Tabel 2.4.21. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,5m, m_{cs1}$

$L_1=0,5 m, m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8658	17,7330	0,74	17,8586	17,6501	1,17
2	57,9280	57,9031	0,04	57,9235	57,8659	0,10
3	120,7760	119,9339	0,70	120,7143	118,9645	1,45
4	206,6783	206,4900	0,09	206,6603	206,2275	0,21
5	315,1636	312,7717	0,76	315,0042	310,2435	1,51
6	446,9689	446,2430	0,16	446,9302	445,6359	0,29

Tabel 2.4.22. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,5m, m_{cs2}$

$L_1=0,5 m, m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8533	17,5216	1,86	17,8586	17,4424	2,33
2	57,9203	57,7953	0,22	57,9235	57,7582	0,29
3	120,6692	118,8233	1,53	120,7143	117,8389	2,38
4	206,6471	206,1452	0,24	206,6603	205,8710	0,38
5	314,8877	309,9603	1,56	315,0042	307,3383	2,43
6	446,9019	445,487	0,32	446,9302	444,8407	0,47

Tabel 2.4.23. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,4m, m_{cs1}$

$L_1=0,4 m, m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8721	17,7898	0,46	17,8665	17,7615	0,59
2	57,8937	57,5068	0,67	57,8518	57,1334	1,24
3	120,8743	120,9362	0,05	120,8708	120,9310	0,05
4	206,5049	204,7770	0,84	206,3016	202,8425	1,68
5	315,3611	314,7990	0,18	315,2958	314,1940	0,35
6	446,8095	444,6690	0,48	446,586	442,5152	0,91

Tabel 2.4.24. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,4m, m_{cs2}$

$L_1=0,4 m, m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8721	17,6400	1,30	17,8665	17,6137	1,41
2	57,8937	56,9509	1,63	57,8518	56,5807	2,20
3	120,8743	120,9040	0,02	120,8708	120,8985	0,02
4	206,5049	202,6354	1,87	206,3016	200,6437	2,74
5	315,3611	314,0866	0,40	315,2958	313,4594	0,58
6	446,8095	442,2806	1,01	446,586	439,9676	1,48

Tabel 2.4.25. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,3m, m_{cs1}$

$L_1=0,3 m, m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8773	17,8489	0,16	17,8768	17,8563	0,11
2	57,8898	57,3852	0,87	57,8441	56,9588	1,53
3	120,8137	120,2281	0,48	120,7497	119,6349	0,92
4	206,7063	206,7814	0,04	206,7045	206,7760	0,03
5	315,1943	313,1465	0,65	314,962	310,8412	1,31
6	446,6495	443,1368	0,79	446,2659	439,6385	1,49

Tabel 2.4.26. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,3m, m_{cs2}$

$L_1=0,3 m, m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8773	17,7738	0,58	17,8768	17,7827	0,53
2	57,8898	56,6595	2,13	57,8441	56,2325	2,79
3	120,8137	119,4153	1,16	120,7497	118,8248	1,59
4	206,7063	206,7571	0,02	206,7045	206,7516	0,02
5	315,1943	310,6719	1,43	314,962	308,2049	2,15
6	446,6495	439,3873	1,63	446,2659	435,8415	2,34

Tabel 2.4.27. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,2m, m_{cs1}$

$L_1=0,2 m, m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8759	17,8743	0,01	17,8741	17,8462	0,16
2	57,9254	57,7056	0,38	57,9154	57,6053	0,54
3	120,7884	119,7365	0,87	120,6991	118,8612	1,52
4	206,5397	204,8341	0,83	206,3713	203,2695	1,50
5	315,3269	314,3157	0,32	315,2273	313,3927	0,58
6	447,0328	446,8960	0,03	447,0326	446,8791	0,03

Tabel 2.4.28. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,2m, m_{cs2}$

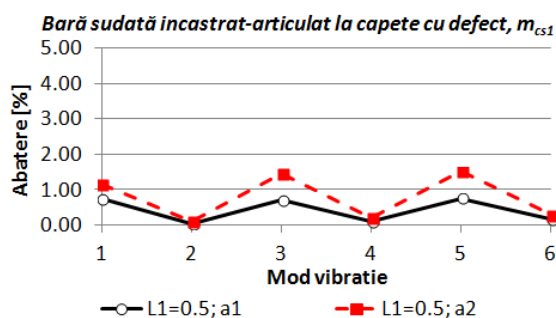
$L_1=0,2 m, m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8759	17,8527	0,13	17,8741	17,8257	0,27
2	57,9254	57,3132	1,06	57,9154	57,2107	1,22
3	120,7884	118,2629	2,09	120,6991	117,3587	2,77
4	206,5397	202,7082	1,86	206,3713	201,1493	2,53
5	315,3269	313,1089	0,70	315,2273	312,1885	0,96
6	447,0328	446,8199	0,05	447,0326	446,8034	0,05

Tabel 2.4.29. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,1m, m_{cs1}$

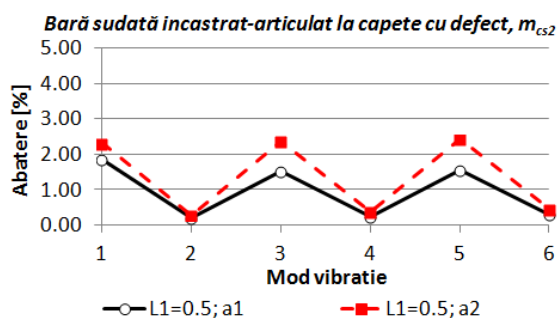
$L_1=0,1 m, m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8646	17,8494	0,09	17,8513	17,6822	0,95
2	57,9249	57,9152	0,02	57,9143	57,7726	0,24
3	120,8776	120,7347	0,12	120,8776	120,7089	0,14
4	206,6846	205,9404	0,36	206,6612	205,6948	0,47
5	315,3033	313,1942	0,67	315,1803	311,9195	1,03
6	446,7288	442,5647	0,93	446,4246	439,4940	1,55

Tabel 2.4.30. Bară încastrat-articulată cu defect, $L_1=0,1m, m_{cs2}$

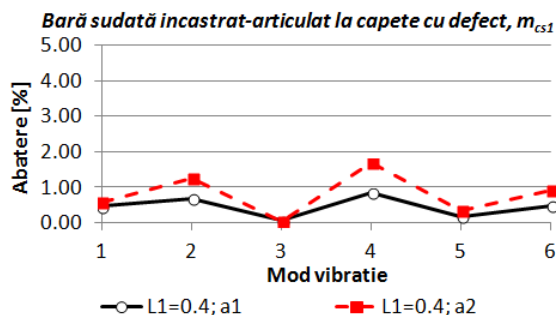
$L_1=0,1 m, m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8646	17,8476	0,10	17,8513	17,6806	0,96
2	57,9249	57,8657	0,10	57,9143	57,7264	0,32
3	120,8776	120,3918	0,40	120,8776	120,3738	0,42
4	206,6846	204,6876	0,97	206,6612	204,4049	1,09
5	315,3033	310,1836	1,62	315,1803	308,7073	2,05
6	446,7288	437,3479	2,10	446,4246	433,9364	2,80



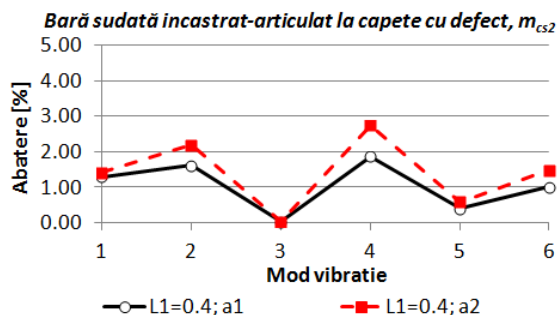
a)



b)



c)



d)

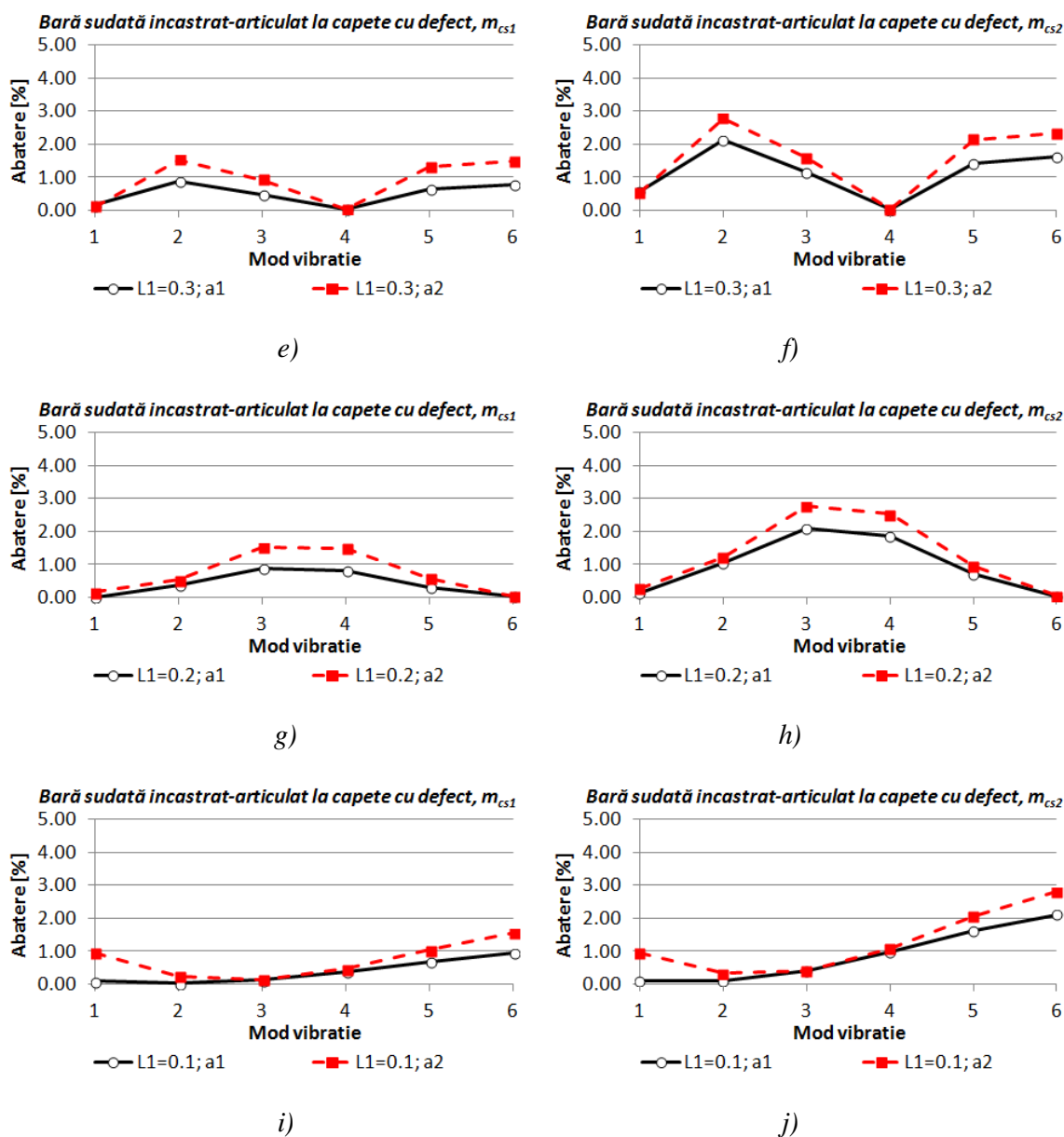


Figura 2.4.6. Abateri frecvențe naturale bară încastrat-articulată cu defect a_1 și a_2

Tabel 2.4.31. Bară articulat-liber cu defect, $L_1=0,5m$, m_{cs1}

$L_1=0,5 m$, $m_{cs1}=0,02198 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8591	17,7720	0,49	17,7404	17,4478	1,65
2	57,926	57,8514	0,13	57,9166	57,6679	0,43
3	120,7754	119,8095	0,80	119,673	117,6584	1,68
4	206,6779	206,3054	0,18	206,648	205,6493	0,48
5	315,1569	312,4995	0,84	312,887	306,9776	1,89
6	446,9674	445,900	0,24	446,902	444,4701	0,54

Tabel 2.4.32. Bară articulată-liber cu defect, $L_1=0,5m$, m_{cs2}

$L_1=0,5 m$, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8591	17,6144	1,54	17,7404	17,3370	1,65
2	57,926	57,7562	0,29	57,9166	57,6450	0,43
3	120,7754	118,7077	1,63	119,673	116,6756	1,68
4	206,6779	206,0054	0,33	206,648	205,6220	0,48
5	315,1569	309,8877	1,67	312,887	304,6855	2,20
6	446,9674	445,2535	0,38	446,902	444,1574	0,54

Tabel 2.4.33. Bară articulată-liber cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs1}

$L_1=0,4 m$, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8575	17,7505	0,60	17,8372	17,5491	1,62
2	57,9303	57,8756	0,09	57,9251	57,8243	0,17
3	120,7989	120,0484	0,62	120,7200	119,2604	1,21
4	206,5726	205,2618	0,63	206,4371	203,9593	1,20
5	315,3963	314,8889	0,16	315,3661	314,5845	0,25
6	446,5856	442,0996	1,00	446,1380	437,8081	1,87

Tabel 2.4.34. Bară articulată-liber cu defect, $L_1=0,4m$, m_{cs2}

$L_1=0,4 m$, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8575	17,57368	1,59	17,8372	17,3410	2,78
2	57,9303	57,8083	0,21	57,9251	57,6458	0,48
3	120,7989	119,1658	1,35	120,7200	118,0993	2,17
4	206,5726	203,8368	1,32	206,4371	202,1588	2,07
5	315,3963	314,5305	0,27	315,3661	313,5211	0,59
6	446,5856	437,5497	2,02	446,1380	433,2371	2,89

Tabel 2.4.35. Bară articulată-liber cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs1}

$L_1=0,3 m$, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8611	17,7686	0,52	17,8445	17,6019	1,36
2	57,8938	57,5161	0,65	57,8521	57,1129	1,28
3	120,8769	120,8404	0,03	120,8762	120,8326	0,04
4	206,5884	205,3944	0,58	206,4688	204,1726	1,11
5	315,1280	312,2332	0,92	314,8294	309,4125	1,72
6	446,9674	445,9095	0,24	446,9018	445,2889	0,36

Tabel 2.4.36. Bară articulată-liber cu defect, $L_1=0,3m$, m_{cs2}

$L_1=0,3 m$, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8611	17,6093	1,41	17,8445	17,4439	2,24
2	57,8938	57,0505	1,46	57,8521	56,6518	2,07
3	120,8769	120,8271	0,04	120,8762	120,8191	0,05
4	206,5884	204,0529	1,23	206,4688	202,7555	1,80
5	315,1280	309,1973	1,88	314,8294	306,3280	2,70
6	446,9674	445,1963	0,40	446,9018	444,5554	0,53

Tabel 2.4.37. Bară articulată-liber cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs1}

$L_1=0,2 m$, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8682	17,8158	0,29	17,8586	17,7186	0,78
2	57,8792	57,3713	0,88	57,8228	56,8139	1,74
3	120,7816	119,8977	0,73	120,6855	118,9885	1,41
4	206,6654	206,1891	0,23	206,6228	205,7857	0,41
5	315,4187	315,1155	0,10	315,4109	315,0351	0,12
6	446,8093	444,2519	0,57	446,5856	441,8741	1,06

Tabel 2.4.38. Bară articulată-liber cu defect, $L_1=0,2m$, m_{cs2}

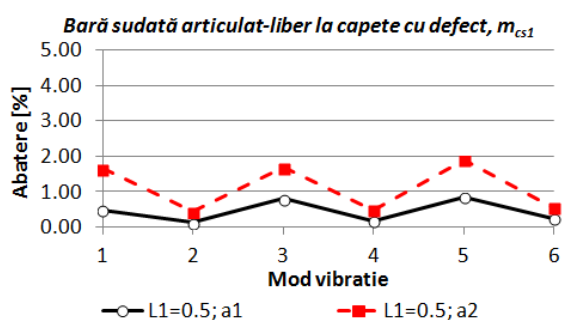
$L_1=0,2 m$, $m_{cs2}=0,03140$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8682	17,7185	0,84	17,8586	17,6213	1,33
2	57,8792	56,7361	1,97	57,8228	56,1772	2,85
3	120,7816	118,8905	1,57	120,6855	117,9920	2,23
4	206,6654	205,7377	0,45	206,6228	205,3319	0,62
5	315,4187	314,9954	0,13	315,4109	314,9087	0,16
6	446,8093	441,6965	1,14	446,5856	439,0319	1,69

Tabel 2.4.39. Bară articulată-liber cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs1}

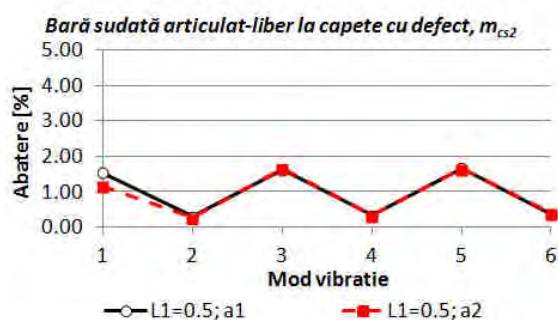
$L_1=0,1 m$, $m_{cs1}=0,02198$ kg						
i	Adâncime defect $a_1=1$ mm			Adâncime defect $a_2=2$ mm		
	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]	$f_{Analytic}$ [Hz]	f_{FEM} [Hz]	Abatere [%]
1	17,8750	17,8639	0,06	17,8722	17,8354	0,21
2	57,9111	57,6858	0,39	57,8867	57,4327	0,78
3	120,7898	119,9495	0,70	120,7018	119,0361	1,38
4	206,5125	204,6291	0,91	206,3168	202,6625	1,77
5	315,1128	312,0772	0,96	314,7989	309,1093	1,81
6	446,6512	442,8533	0,85	446,2692	439,4737	1,52

Tabel 2.4.40. Bară articulată-liber cu defect, $L_1=0,1m$, m_{cs2}

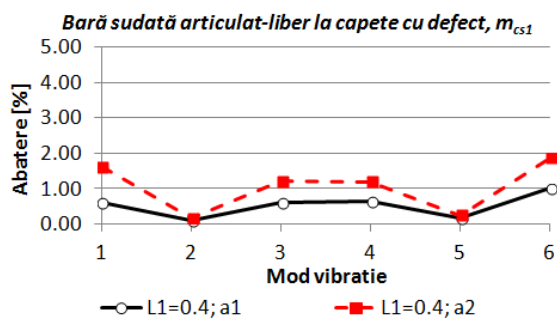
$L_1=0,1 m$, $m_{cs2}=0,03140 \text{ kg}$						
i	Adâncime defect $a_1=1 \text{ mm}$			Adâncime defect $a_2=2 \text{ mm}$		
	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]	$f_{\text{Analitic}} [\text{Hz}]$	$f_{\text{FEM}} [\text{Hz}]$	Abatere [%]
1	17,8750	17,8347	0,23	17,8722	17,8062	0,37
2	57,9111	57,3958	0,89	57,8867	57,1348	1,30
3	120,7898	118,9282	1,54	120,7018	117,9700	2,26
4	206,5125	202,4703	1,96	206,3168	200,4279	2,85
5	315,1128	308,8776	1,98	314,7989	305,8861	2,83
6	446,6512	439,2632	1,65	446,2692	435,954	2,31



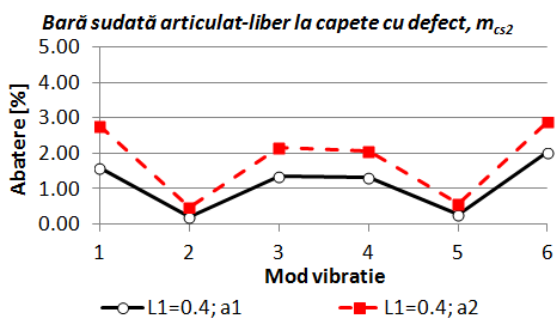
a)



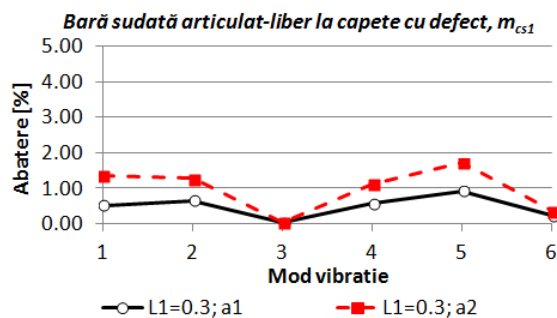
b)



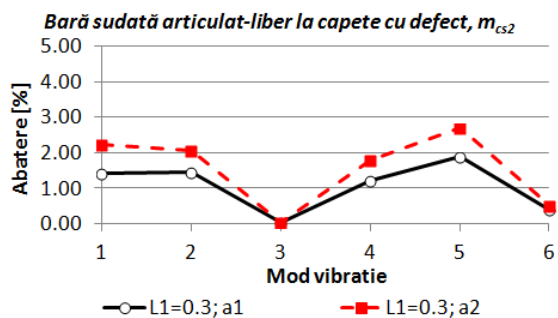
c)



d)



e)



f)

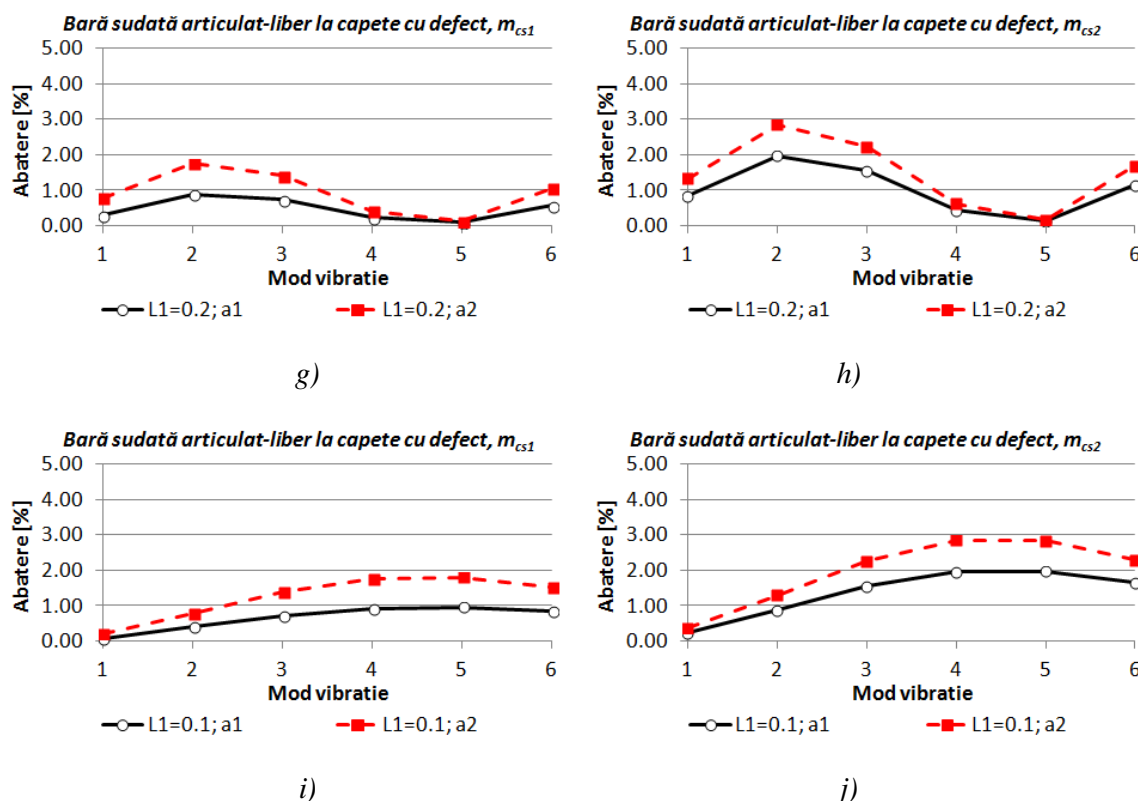


Figura 2.4.7. Abateri frecvențe naturale bară articulată-liber cu defect a_1 și a_2

Din analiza figurilor 2.4.4 - 2.4.7 se observă că valorile abaterii frecvențelor naturale determinate prin metoda analitică propusă și metoda elementelor finite este sub 3% pentru cazul considerat al cordonului de sudură cu masa m_{cs2} și adâncimea fisurii de 2 mm și sub 2% în cazul cordonului de sudură cu masa m_{cs1} și adâncimea fisurii de 1 mm, indiferent de modul de rezemare al structurii. Cu creșterea adâncimii defectului de la $a_1=1\text{mm}$ la $a_2=2\text{mm}$, valorile abaterilor calculate prin cele două metode cresc cu maximum 1%. În general, valorile frecvențelor naturale obținute prin metoda numerică sunt mai mici decât cele determinate analitic, pe de o parte datorită preciziei de discretizare a metodei numerice, pe de altă parte, analiza numerică modală a structurii ia în considerare și efectul zonei influențate termic ZIT.

Ca și concluzie generală, cu toate că metoda numerică ia în considerare modificările de densitate și elasticitate din zona influențată termic, se constată că datorită dimensiunilor relativ mici ale acestei zone, ZIT nu conduce la modificări semnificative ale frecvențelor naturale, în comparație cu valorile frecvențelor naturale obținute prin metoda analitică care ia în considerare doar modificările de masă și rigiditate din cordonul de sudură. Metoda analitică propusă pentru determinarea frecvențelor naturale la structuri sudate cu lipsă de pătrundere poate substitui metoda numerică.

2.5. Concluzii și contribuții personale

Pentru determinarea parametrilor modali al structurilor asamblate prin sudare s-a pornit de la determinarea vibrațiilor transversale pentru patru tipuri de rezemări: încastrat - încastrat, articulat - articulat; încastrat - articulat; articulat - liber, prezentate în subcapitolul 2.1. Pornind de la soluția generală a ecuației diferențiale și condițiile la limită impuse pentru fiecare tip de rezemare a rezultat un sistem de patru ecuații. Prin rezolvarea sistemului am obținut ecuația de frecvență ale cărei soluții reprezintă numerele de undă adimensionale pentru modurile de vibrație naturale ale barei. Prin înlocuirea constantelor de integrare din rezolvarea sistemului rezultă funcția modală a cărei reprezentare grafică reprezintă forma modului de vibrație pentru un mod de vibrație dat de numărul de undă. Frecvențele naturale se obțin prin înlocuirea numerelor de undă în expresia (2.9). Pentru determinarea energiei totale de deformare am utilizat expresia razei de curbura a funcției modale, sau derivatei de ordinul doi. Am determinat numerele de undă, frecvențele naturale și am trasat forma modurilor de vibrație pentru primele $n=10$ moduri de vibrație pentru patru cazuri de rezemare.

Pentru o asamblare sudată din două bare de secțiune rectangulară cordonul de sudură poate fi asimilat cu o masă concentrată aplicată pe fibra neutră a sistemului. Influența masei adiționale asupra frecvențelor naturale și a formelor naturale de vibrație transversală a grinzilor este dezvoltată în subcapitolul 2.2. Pentru cazurile de rezemare analizate am determinat masa specifică totală echivalentă a sistemului care contribuie la energia cinetică din care am obținut expresia frecvențelor naturale. Am determinat frecvențele naturale pentru primele șase moduri de vibrație la două valori ale masei cordonului de sudură: $m_{cs1}=21,98$ g, respectiv $m_{cs2}=31,40$ g și cinci locații ale cordonului pe bară: $L_1=0,5m$; $L_1=0,4m$; $L_1=0,3m$; $L_1=0,2m$; $L_1=0,1m$.

Influența modificării locale a caracteristicilor mecanice asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii ale grinzilor este analizată în subcapitolul 2.3. Cordonul de sudură leagă componentele de sudat și se formează prin solidificarea băii de sudură. Zona influențată termic (ZIT) este zona de trecere dintre cordonul de sudură și materialul de bază. Zona influențată termic este o zonă în care compoziția chimică nu se modifică față de cea a materialului de bază, însă structura ei este diferită și variabilă. În ZIT distingem următoarele zone: o zonă cu granulație grosieră caracterizată prin rezistență mai ridicată și plasticitate mai scăzută; o zonă de trecere caracterizată prin revenirea rezistenței spre o valoare egală cu a materialului de bază și creșterea plasticității și zona de normalizare în care plasticitatea coboară la valoarea materialului de bază. Frecvențele naturale au fost determinate prin analiză numerică prin metoda elementului finit și comparate cu frecvențele naturale determinate analitic pentru primele șase moduri de vibrație la două valori ale masei cordonului de sudură, pentru cinci locații ale acestuia și patru cazuri de rezemare. Prin compararea valorilor obținute ale frecvențele naturale determinate prin metoda analitică și metoda numerică abaterile frecvențelor naturale sunt sub 5% valorile minime se obțin pentru cazul de rezemare articulat - liber unde valorile sunt sub 3%.

Subcapitolul 2.4 este concentrat supra efectului defectelor de sudare asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii ale grinzilor, în special: efectul lipsei de pătrundere cu peretele lateral al materialului de bază și efectul lipsei de pătrundere la rădăcina sudurii. Abordarea analitică, în cazul lipsei de pătrundere care apare în cordoanele de sudură, ține cont de modificarea momentului de inerție în zona cu defect, factor ce influențează frecvențele naturale. Pentru acest caz, pierderea de energie este proporțională cu creșterea deformației structurii (a săgeții). Pierderea de energie înmagazinată, datorată defectului, se manifestă ca o creștere aparentă a energiei în structura intactă, deoarece deformația sub acțiunea încărcărilor similare crește în cazul apariției defectului. Astfel am stabilit relația analitică ce ne permite determinarea frecvențelor naturale pentru structuri sudate cu defect de tip lipsă de pătrundere la rădăcina sudurii. Am analizat două adâncimi de defect, pentru două valori ale masei cordonului de sudură la cinci locații ale cordonului pe structură și patru cazuri de rezemare. Valorile obținute analitic sunt comparate cu valorile obținute din analiza numerică și sunt sub 3%.

Ca și concluzie generală, cu toate că metoda numerică ia în considerare modificările de densitate și elasticitate din zona influențată termic, se constată că datorită dimensiunilor relativ mici ale acestei zone, ZIT nu conduce la modificări semnificative ale frecvențelor naturale, în comparație cu valorile frecvențelor naturale obținute prin metoda analitică care ia în considerare doar modificările de masă și rigiditate din cordonul de sudură. Metoda analitică propusă pentru determinarea frecvențelor naturale la structuri sudate cu lipsă de pătrundere poate substitui metoda numerică.

Principalele contribuții personale se referă la stabilirea relației analitice pentru determinarea frecvențelor naturale pentru structuri sudate ținând cont de masa cordonului de sudură, stabilirea relației analitice pentru determinarea frecvențelor naturale pentru structuri sudate cu defect de tipul lipsei de pătrundere la rădăcina sudurii.

3. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND MODIFICAREA FRECVENȚELOR NATURALE ASUPRA ASAMBLĂRILOR SUDATE

3.1. Generalități

Proiectele ingineresti și procedeele de fabricație sunt tot mai complexe cu scopul de a asigura produsului o fiabilitate cât mai ridicată în condiții de lucru care se dovedesc a fi tot mai severe. Analiza experimentală poate rezolva în prezent determinarea frecvențelor naturale pentru un număr considerabil de moduri de vibrație [53, 62] pentru orice fel de structură. Determinarea frecvențelor naturale prin metoda experimentală vine să confirme rezultatele obținute prin calcul obținute prin metodele analitice, respectiv numerice [82, 98].

3.2. Descrierea standului de încercări

Testele experimentale au fost efectuate pe standul din cadrul Universității "Efimie Murgu" din Reșița. Prezentarea generală a standului este ilustrată în figura 3.2.1. Standul are la bază un batiu rigid pe care este fixată o riglă. Pe riglă este executat un canal care permite fixarea la lungimea dorită a reazemelor rigide, reazeme formate din două menghine. Precizia distanței la care sunt montate reazemele este asigurată de patru mecanisme de reglare fină, câte două pentru fiecare reazem (fig. 3.2.2), care în plus, asigură și paralelismul între reazeme, perpendicularitatea reazemelor față de canalul riglei, precum și blocarea reazemelor împotriva rotirii. Elementul (bara) supus testelor și măsurătorilor de frecvențe este prins între cele două menghine, realizându-se astfel condiția de bară încastrată la ambele capete. Izolarea standului față de eventualele influențe exterioare provenite din mediul înconjurător este asigurată de izolatorii din placă de cauciuc.

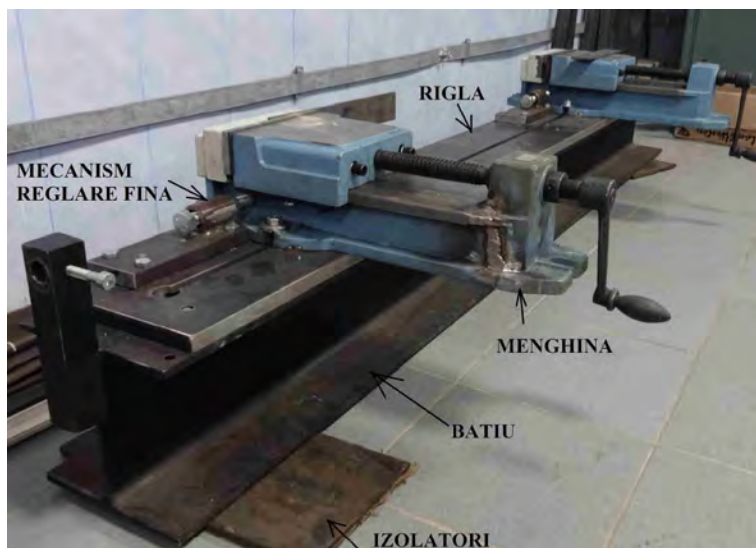


Figura 3.2.1. Prezentare generală stand de teste

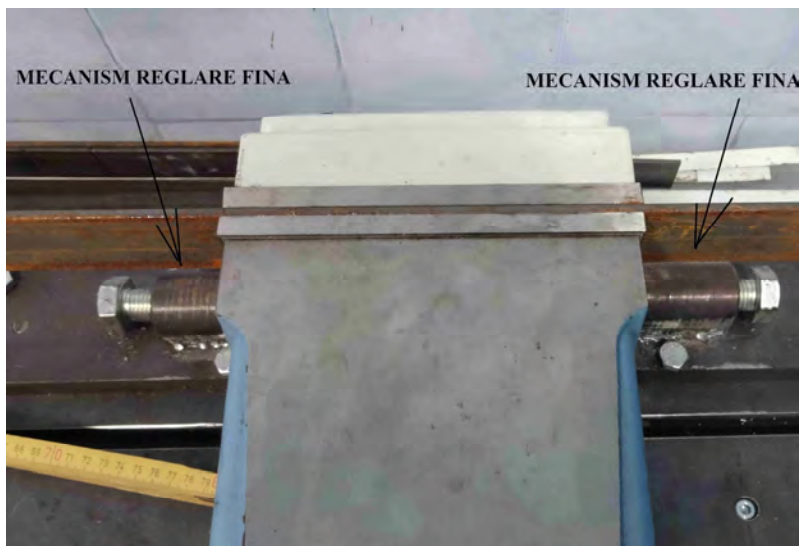


Figura 3.2.2. Dispoziția mecanismelor de reglare fină a reazemului rigid

Sistemul de achiziționare și transmitere date în vederea măsurării frecvențelor naturale este compus dintr-un (fig. 3.2.3): accelerometru, un sistem de achiziții, un sistem de transmitere date către calculator pe care este instalat un program dedicat care ne permite măsurarea frecvențelor naturale.



Figura 3.2.3. Sistem achiziție și transmitere date:

1. accelerometru; 2. sistem de achiziții; 3. sistem de transmitere date

- accelerometru monoaxial Kistler [127] 8772A5 care se lipește pe bară (fig. 3.2.4) și care datorită unei excitații exterioare a barei generează impulsuri electrice proporționale cu accelerația sesizată. Domeniul de frecvențe sesizate de accelerometru este de la 1 la 5000 Hz pentru o plajă de temperaturi de la 0 la 65 °C. Accelerometrul are masa de 0,008 kg, semnalul de ieșire de 2-18 mA, alimentat la 20-30 Vcc



Figura 3.2.4. Lipire accelerometru pe bară

- sistemul de achiziții NI 9234 (fig. 3.2.5) cu patru canale [128], produs de National Instruments are rolul de a prelua semnalul de la accelerometru și de la transmite la sistemul compact de transmitere a datelor. Are încorporat traductoare electronice piezoelectrice integrate (IEPE) pentru un semnal constant de 2 mA și permite citirea cu acuratețe a semnalului provenit de la accelerometru.

- sistemul compact de transmitere a datelor ENET-9163 (fig. 3.2.6) este interfața cu calculatorul. Datele sunt transmise prin rețea Ethernet de la accelerometru la calculator prin intermediul unui program (driver) NI-DAQmx [131].



Figura 3.2.5. Sistem achiziții NI 9234



Figura 3.2.6. Sistem compact de transmitere date ENET-9163

Calculatorul folosit pentru măsurarea frecvențelor naturale este un laptop Toshiba (fig. 3.2.7) pe care este instalat programul LabVIEW, program specializat în achiziționare, analizare și prezentare a datelor (fig. 3.2.8) obținute din măsurători [84].

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) este o platformă virtuală [132] dezvoltată de compania National Instruments folosită pentru achiziția de date, controlul instrumentelor de măsură și automatizări industriale. În cadrul testelor a fost utilizată versiunea [133] pentru sistemul de operare de la Microsoft, respectiv versiunea pentru Windows. Măsurarea frecvențelor naturale are la bază o structură grafică formată din diagrame bloc [6], specifice LabVIEW, iar funcțiile diagramelor bloc sunt conectate prin linii.

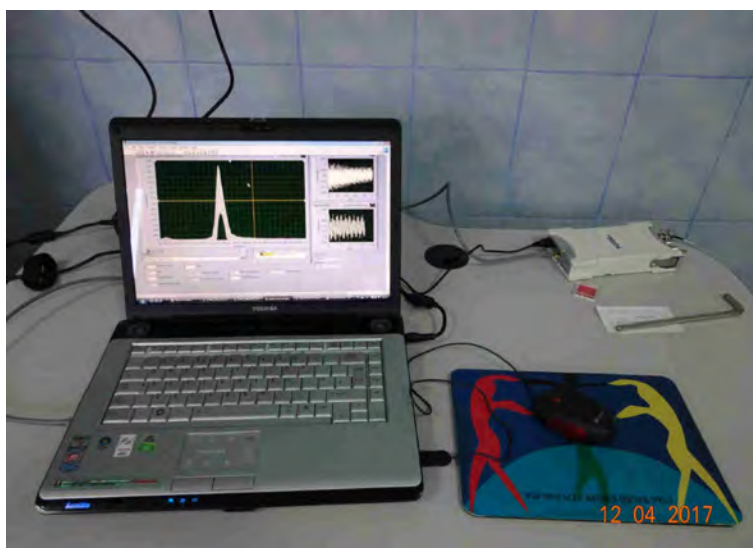


Figura 3.2.7. Sistem achiziții și prezentare date

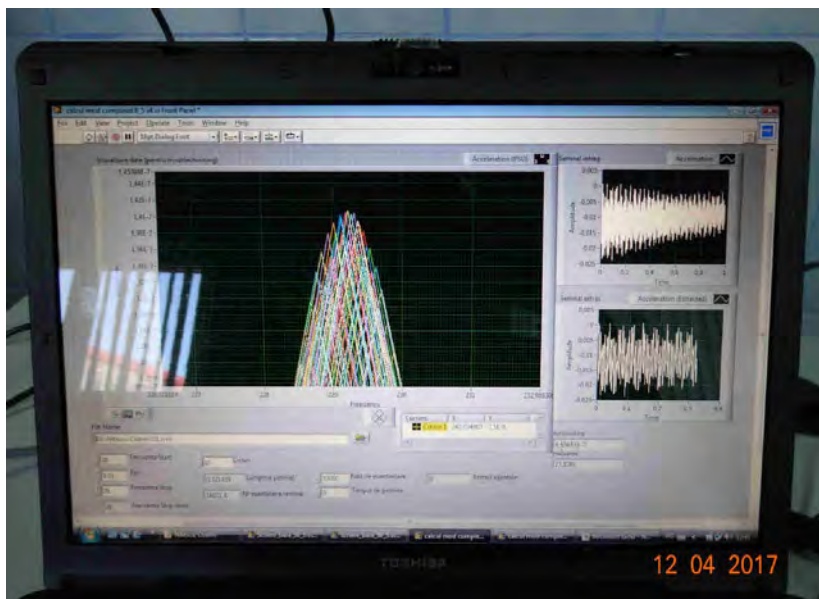


Figura 3.2.8. Prezentarea datele cu ajutorul programului LabVIEW

3.3. Programul de teste

Cercetările experimentale au fost efectuate în baza unui program de teste care să pună în evidență frecvențele naturale pentru o structură încastrată la ambele capete (o bară), sudată la diferite lungimi față de un capăt al încastrării. Cordonul de sudură în primă fază a avut un defect pe toată lățimea barei, defect caracterizat prin necompletarea la rădăcina sudurii. Au fost efectuate măsurătorile de frecvențe naturale. Defectul a fost înlăturat și au fost efectuate un alt set de măsurători. În final, cordonul de sudură a fost prelucrat la grosimea barei și s-au măsurat frecvențele naturale. Bara supusă analizei experimentale are dimensiunile secțiunii transversale de 50x5 mm cu lungimea de $L=1$ m între punctele de încastrare, din material S235 conform SR EN 10025-2.

Programul de teste s-a desfășurat după următorul scenariu:

- au fost măsurate frecvențele naturale pentru bara intactă (laminată) (fig. 3.3.1);
- bara a fost tăiată în două bucăți și sudată pe o parte realizând astfel defectul, respectiv necompletarea la rădăcina sudurii (fig. 3.3.2 și fig. 3.3.3);
- au fost măsurate frecvențele naturale pentru bara sudată cu defect pentru cinci poziții ale defectului: 0,5L; 0,4L, 0,3L, 0,2L și 0,1 L;
- defectul a fost reparat prin sudare și au fost măsurate frecvențele naturale pentru cinci poziții ale defectului: 0,5L; 0,4L, 0,3L, 0,2L și 0,1 L (fig. 3.3.4 și fig. 3.3.5);
- cordonul de sudură a fost prelucrat la grosimea barei și au fost măsurate frecvențele naturale pentru cinci poziții ale defectului: 0,5L; 0,4L, 0,3L, 0,2L și 0,1 L (fig. 3.3.6 și fig. 3.3.7).



Figura 3.3.1. Măsurare frecvențe naturale la bara intactă



Figura 3.3.2. Măsurare frecvențe naturale la bara sudată cu defect



Figura 3.3.3. Bara sudată cu defect - necompletare la rădăcina sudurii



Figura 3.3.4. Măsurare frecvențe naturale la bara sudată pe ambele fețe



Figura 3.3.5. Bara sudată pe ambele fețe



Figura 3.3.6. Măsurare frecvențe naturale la bara sudată prelucrată pe ambele fețe



Figura 3.3.7. Prelucrare cordon sudură

Rezultatele măsurătorilor au fost centralizate, analizate și comparate. Pentru detectarea și localizarea defectului am utilizat un procedeu dezvoltat în cadrul cercetărilor întreprinse de Școala Doctorală a Universității "Eftimie Murgu" din Reșița, procedeu ce presupune măsurarea frecvențelor naturale pentru primele șase moduri de vibrație și care are la bază modificarea frecvențelor naturale pentru cazurile de analiză menționate mai sus.

3.4. Rezultate măsurători

Pentru fiecare scenariu menționat în capitolul anterior s-au efectuat 6 (șase) seturi de măsurători și s-a calculat frecvența proprie pentru primele 6 (șase) moduri de vibrație folosind media aritmetică a valorilor măsurate.

În pabelul 3.4.1 sunt prezentate rezultatele măsurătorilor pentru bara intactă, iar în tabele 3.4.2 - 3.4.6 avem măsurătorile pentru bara sudată cu defect prin necompletarea la rădăcina sudurii pentru poziția defectului la $L=0,5$; $L=0,4$; $L=0,3$; $L=0,2$; $L=0,1$, precum și comparația cu valorile frecvențelor naturale calculate și abaterea obținută din media măsurătorilor și frecvențele naturale calculate.

Tabele 3.4.7-3.4.11 cuprind frecvențele naturale măsurate pentru bara sudată cu defectul reparat, iar tabele 3.4.12-3.4.116 prezintă frecvențele naturale pentru bara sudată și cu cordonul de sudură prelucrat la nivelul grosimii barei.

Tabel 3.4.1. Măsurători frecvențe naturale bara intactă

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,8051	71,8012	141,2341	231,3792	346,8814	486,5207
2	25,8312	71,3548	141,0699	232,4187	347,2230	486,3472
3	25,6631	71,5591	140,8524	232,5084	347,1098	487,3381
4	25,8011	71,6262	140,8869	232,5781	347,2481	487,1086
5	25,3485	71,7908	140,9115	231,9124	346,9198	487,2295
6	25,5981	71,7154	141,2327	232,1171	347,0455	487,3135
Media	25,6245	71,6413	141,0312	232,1523	347,0713	486,9763
Calculat	25,6264	71,7545	140,6270	232,5234	347,4483	485,4520
Abatere [%]	0,1878	0,1578	0,2875	0,1596	0,1085	0,3140

Tabel 3.4.2. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect L=0,5

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,5517	70,8814	136,8517	230,1415	341,2854	481,2004
2	25,4184	71,1216	137,2153	230,8873	341,3615	480,6417
3	25,3483	71,0588	137,1018	231,6277	340,8893	481,0051
4	25,4011	71,2863	136,9452	231,2044	341,1544	481,6762
5	25,4394	70,9438	136,8884	230,5117	340,9311	480,7189
6	25,4158	71,2265	137,2001	230,8188	341,2143	481,4415
Media	25,4291	71,0864	137,0338	230,8652	341,1393	481,1140
Calculat	25,3363	71,6424	137,5083	232,0063	339,4123	483,6187
Abatere [%]	0,3663	0,7761	0,3451	0,4918	0,5088	0,5179

Tabel 3.4.3. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect L=0,4

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,6123	71,4153	138,0115	226,4471	347,6628	474,0888
2	25,6233	71,6124	138,2544	226,6389	347,4852	473,5642
3	25,7115	71,4552	138,2836	226,6448	348,5011	473,6611
4	25,7105	71,5058	137,9905	226,5899	347,6680	473,6820
5	25,6838	71,3159	138,1146	226,6201	348,2034	473,5155
6	25,6366	71,4442	138,2109	226,6385	347,8004	473,8017
Media	25,663	71,4581	138,1443	226,5966	347,8868	473,7189
Calculat	25,4429	70,8485	139,8079	227,3932	346,2526	475,8215
Abatere [%]	0,8651	0,8605	1,1900	0,3503	0,4720	0,4419

Tabel 3.4.4. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect $L=0,3$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,8236	69,0113	137,4652	230,8115	341,0224	475,6642
2	25,8644	68,9277	137,6991	230,7254	340,7861	475,8137
3	25,8439	68,9756	137,7028	230,7793	340,7792	475,8811
4	25,7118	68,9524	137,5303	230,7188	340,8433	475,6925
5	25,7593	69,0203	137,7219	230,7647	340,7957	475,7333
6	25,7764	68,9178	137,6463	230,7887	340,7110	475,7748
Media	25,7996	68,9675	137,6276	230,7647	340,8230	475,7599
Calculat	25,6883	69,9804	139,3298	231,5617	339,9992	477,5029
Abatere [%]	0,4215	1,4474	1,2217	0,3442	0,2423	0,3650

Tabel 3.4.5. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect $L=0,2$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	26,0046	70,1115	138,2202	226,6671	346,3144	480,3062
2	25,8489	69,8455	138,2814	226,9111	346,3213	480,4617
3	25,8716	70,2489	138,0403	226,8434	346,2865	479,9236
4	25,8435	70,2921	138,1044	226,8088	346,4041	480,2553
5	25,8476	69,9834	138,1867	226,8745	346,3991	480,2831
6	25,8801	70,1815	138,1644	226,8203	346,4263	480,3088
Media	25,8827	70,1105	138,1662	226,8209	346,3586	480,2565
Calculat	25,8973	70,5783	137,1589	228,0728	344,8932	483,4015
Abatere [%]	0,0563	0,6628	0,7344	0,5489	0,4249	0,6506

Tabel 3.4.6. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect $L=0,1$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,6020	70,8356	137,2116	230,1552	338,4336	470,5581
2	25,5843	70,9771	137,4572	230,2074	338,6184	470,5685
3	25,6119	70,8437	137,4771	229,8399	338,6681	470,6127
4	25,6344	70,9182	137,3985	230,1105	338,2473	470,5899
5	25,5535	70,8644	137,4263	230,1593	338,4441	470,5787
6	25,6028	70,9002	137,2884	230,2007	338,3875	470,5611
Media	25,5982	70,8899	137,3765	230,1122	338,4665	470,5782
Calculat	25,9408	71,4722	139,5907	229,2811	340,1749	473,0681
Abatere [%]	1,3209	0,8148	1,5862	0,3625	0,5022	0,5263

Tabel 3.4.7. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect reparat $L=0,5$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	26,5246	71,1138	142,6448	231,2829	352,1007	482,3361
2	26,5175	71,1652	142,6173	231,3037	351,9295	482,3846
3	26,5288	71,1553	142,6298	231,2974	351,9799	482,3049
4	26,5241	71,1507	142,6277	231,3107	352,0468	482,3482
5	26,5197	71,1394	142,6306	231,3085	351,9372	482,3610
6	26,5204	71,1352	142,6281	231,2911	351,9361	482,3593
Media	26,5225	71,1433	142,6297	231,2991	351,9884	482,3490
Calculat	26,6024	71,5141	142,9527	231,7716	353,0478	483,6404
Abatere [%]	0,3003	0,5185	0,2259	0,2039	0,3001	0,2670

Tabel 3.4.8. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect reparat $L=0,4$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	26,4002	71,7032	140,4483	235,6684	345,5061	489,6736
2	26,3975	71,7786	140,4572	235,7211	345,4832	489,6483
3	26,3924	71,7534	140,3605	235,6796	345,4897	489,7359
4	26,3811	71,7586	140,3628	235,7128	345,5004	489,6705
5	26,3917	71,7223	140,4651	235,7206	345,4963	489,6931
6	26,3903	71,7468	140,3555	235,7335	345,4825	489,6886
Media	26,3922	71,7438	140,4082	235,7060	345,4930	489,6850
Calculat	26,4934	72,2671	140,7382	236,2136	346,4089	491,0739
Abatere [%]	0,3820	0,7241	0,2345	0,2149	0,2644	0,2828

Tabel 3.4.9. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect reparat $L=0,3$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	26,1134	72,6024	140,7952	231,5157	351,1482	488,1736
2	26,1396	72,5833	140,7886	231,5310	351,0682	488,1079
3	26,1204	72,6081	140,7831	231,5318	351,1864	488,2518
4	26,1185	72,5967	140,7915	231,5206	351,1136	488,2294
5	26,1077	72,5849	140,7828	231,5139	351,1521	488,1861
6	26,1263	72,5901	140,7804	231,5294	351,1483	488,2011
Media	26,1210	72,5943	140,7869	231,5237	351,1361	488,1917
Calculat	26,2507	73,1376	141,2339	232,1702	352,3247	489,7165
Abatere [%]	0,4941	0,7429	0,3165	0,2784	0,3373	0,3114

Tabel 3.4.10. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect reparat $L=0,2$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,9114	71,9822	142,8126	235,1182	346,4153	482,1684
2	25,9043	71,9768	142,8395	235,0496	346,3492	482,2376
3	25,8961	72,1004	142,8002	235,0277	346,4086	482,2065
4	25,9318	72,0585	142,8268	235,0583	346,3775	482,1862
5	25,9107	71,8999	142,8199	235,1020	346,3904	482,1893
6	25,9073	71,9346	142,8206	235,0759	346,3089	482,2007
Media	25,9103	71,9921	142,8199	235,0720	346,3750	482,1981
Calculat	26,0399	72,5448	143,3837	235,7472	347,7617	483,8338
Abatere [%]	0,4978	0,7319	0,3932	0,2864	0,3988	0,3381

Tabel 3.4.11. Măsurători frecvențe naturale bara cu defect reparat $L=0,1$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,8376	71,1806	140,5294	233,7522	351,5061	492,3162
2	25,8515	71,1133	140,5527	233,8014	351,5394	492,3944
3	25,8773	71,1846	140,5338	233,7739	351,4106	492,3507
4	25,8591	71,1997	140,5593	233,7906	351,4318	492,3685
5	25,8724	71,1844	140,5416	233,7795	351,4299	492,3363
6	25,8666	71,1801	140,5442	233,7883	351,4827	492,3443
Media	25,8608	71,1738	140,5435	233,7810	351,4668	492,3517
Calculat	25,9515	71,6575	141,0107	234,3898	352,1853	493,9508
Abatere [%]	0,3497	0,6750	0,3313	0,2597	0,2040	0,3237

Tabel 3.4.12. Măsurători frecvențe naturale bara sudată prelucrată $L=0,5$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,0177	70,6681	135,8102	230,0541	338,1819	481,3115
2	24,9562	70,5893	136,1127	230,1197	338,4344	481,3891
3	25,0844	70,8485	135,9942	230,1055	338,5410	481,4187
4	25,1165	70,4692	136,0558	229,9814	338,2219	481,4275
5	25,1814	70,6448	136,0100	230,0559	338,6107	481,3916
6	25,1011	70,4779	135,8481	230,1043	338,3914	481,3772
Media	25,0762	70,6163	135,9718	230,0702	338,3969	481,3589
Calculat	25,3478	71,6366	137,9208	231,9998	340,4718	483,6125
Abatere [%]	1,1767	1,4243	1,4131	0,8317	0,6094	0,4604

Tabel 3.4.13. Măsurători frecvențe naturale bara sudată prelucrată $L=0,4$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,0448	69,8228	139,1455	226,3133	344,4517	475,6489
2	25,1076	69,6341	139,0388	226,5729	344,2981	475,1822
3	24,8904	69,8119	139,3258	226,5017	344,5008	475,3671
4	25,1067	69,9406	139,2075	226,4791	344,4623	475,4287
5	25,0669	69,9007	139,2297	226,5088	344,4431	475,5553
6	25,1004	69,6418	139,2566	226,4015	344,3287	475,5259
Media	25,0528	69,7920	139,2007	226,4629	344,4141	475,4514
Calculat	25,4684	70,9355	139,8958	228,0683	346,2745	477,0603
Abatere [%]	1,6318	1,6121	0,4969	0,7039	0,5373	0,3373

Tabel 3.4.14. Măsurători frecvențe naturale bara sudată prelucrată $L=0,3$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,3142	69,3384	139,0111	229,5128	339,2097	476,8892
2	25,2844	69,4118	138,8725	229,5688	339,2251	476,7314
3	25,3276	69,3872	138,8964	229,7364	339,6118	476,5685
4	25,2791	69,3931	139,1107	229,6449	339,4347	476,6633
5	25,3775	69,4076	138,9073	229,5263	339,4044	476,8549
6	25,2888	69,3594	138,9200	229,6079	339,4255	476,7327
Media	25,3119	69,3829	138,9530	229,5995	339,3852	476,7400
Calculat	25,6883	70,1434	139,4491	231,6345	341,0077	478,4418
Abatere [%]	1,4651	1,0842	0,3558	0,8985	0,4758	0,3557

Tabel 3.4.15. Măsurători frecvențe naturale bara sudată prelucrată $L=0,2$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,5428	69,8625	136,9386	226,7831	343,5745	482,0021
2	25,6117	69,8233	136,9821	226,8024	343,6087	481,9438
3	25,5271	69,8049	137,0312	226,8119	343,5922	481,9366
4	25,5563	69,8682	136,9952	226,7962	343,6347	481,9691
5	25,6204	69,8118	136,9576	226,7666	343,6194	481,9104
6	25,5732	69,8294	136,9774	226,7992	343,6002	481,9386
Media	25,5719	69,8334	136,9804	226,7932	343,6050	481,9501
Calculat	25,8950	70,6270	137,4783	228,5284	345,0781	483,4480
Abatere [%]	1,2477	1,1237	0,3622	0,7593	0,4269	0,3098

Tabel 3.4.16. Măsurători frecvențe naturale bara sudată prelucrată $L=0,1$

Nr. măsurătoare	Mod vibrație					
	1	2	3	4	5	6
1	25,7863	71,0097	139,2231	228,8106	339,2776	472,8931
2	25,7804	70,8453	139,2942	228,8293	339,3185	472,9358
3	25,8296	70,8952	139,1886	228,7995	339,3004	472,8834
4	25,8231	70,9214	139,2483	228,8644	339,2861	472,9033
5	25,8197	70,9090	139,2369	228,8222	339,2968	472,9106
6	25,8384	70,9116	139,2665	228,8361	339,2864	472,8967
Media	25,8129	70,9154	139,2429	228,8270	339,2943	472,9038
Calculat	25,9958	71,4957	139,5680	229,3691	340,6800	474,2040
Abatere [%]	0,7035	0,8117	0,2329	0,2363	0,4067	0,2742

3.5. Interpretarea rezultatelor

Rezultatele măsurătorilor sunt comparate plecând de la bara sudată și prelucrată (fig. 3.5.1) simbolizată cu *BP* cu bara cu defect (fig. 3.5.2) notată cu *BD*, bara sudată și prelucrată cu bara cu defect reparat (fig. 3.5.3) cu indicativul *BR*, respectiv bara sudată și prelucrată cu bara intactă (fig. 3.5.4) pentru primele șase moduri de vibrație.

Sunt calculate abaterile frecvențelor naturale (A_f) pentru cazurile enunțate mai sus și am determinat coeficienții de localizare a defectului (CLD) [41-42, 88] folosind relația:

$$CLD_i = \frac{\left| \frac{Af_{iBP} - Af_{iBD}}{f_{iBP}} \right|}{\text{MAX} \left(\left| \frac{Af_{nBP} - Af_{iBD}}{Af_{nBP}} \right| \right)} \quad (3.5.1)$$

unde,

A_f [%] reprezintă abarea frecvențelor naturale;

i este numărul modului de vibrație;

n numărul maxim de moduri de vibrație considerat ($n=6$).

Tabelele 3.5.1-3.5.5 prezintă abaterile frecvențelor naturale și coeficienții de localizare a defectului pentru bara cu defect comparate cu bara sudată și prelucrată, iar figurile 3.5.5.-3.5.9 reprezentarea grafică a coeficienților de localizare a defectului pentru acest caz.

În tabelele 3.5.6-3.5.10 sunt prezentate abaterile frecvențelor naturale și coeficienții de localizare a defectului pentru bara cu defect reparat comparate cu bara sudată și prelucrată, respectiv în figurile 3.5.10.-3.5.14 avem reprezentarea grafică a coeficienților de localizare a defectului pentru acest caz.



Figura 3.5.1. Bara sudată și prelucrată



Figura 3.5.2. Bara cu defect

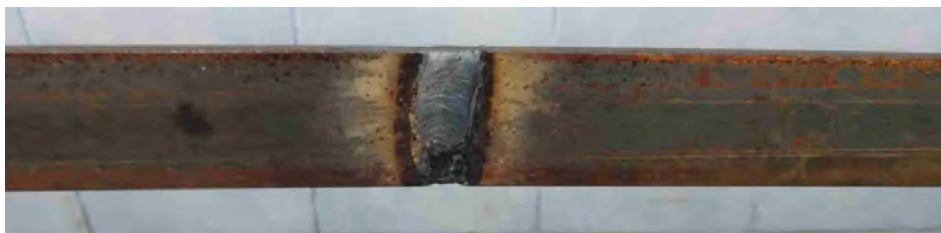


Figura 3.5.3. Bara cu defect reparat



Figura 3.5.4. Bara intactă

Tabel 3.5.1. Comparare bara cu defect cu bara sudată prelucrată $L=0,5$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BP	BD		
1	25,0762	25,4291	1,4073	1,0000
2	70,6163	71,0864	0,6657	0,4730
3	135,9718	137,0338	0,7810	0,5550
4	230,0702	230,8652	0,3455	0,2455
5	338,3969	341,1393	0,8104	0,5759
6	481,3589	481,1140	0,0509	0,0362

Tabel 3.5.2. Comparare bara cu defect cu bara sudată prelucrată $L=0,4$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BP	BD		
1	25,0528	25,6630	2,4357	1,0000
2	69,7920	71,4581	2,3872	0,9801
3	139,2007	138,1443	0,7589	0,3116
4	226,4629	226,5966	0,0590	0,0242
5	344,4141	347,8868	1,0083	0,4140
6	475,4514	473,7189	0,3644	0,1496

Tabel 3.5.3. Comparare bara cu defect cu bara sudată prelucrată $L=0,3$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BP	BD		
1	25,3119	25,7996	1,9268	1,0000
2	69,3829	68,9675	0,5987	0,3107
3	138,9530	137,6276	0,9538	0,4951
4	229,5995	230,7647	0,5075	0,2634
5	339,3852	340,8230	0,4236	0,2199
6	476,7400	475,7599	0,2056	0,1067

Tabel 3.5.4. Comparare bara cu defect cu bara sudată prelucrată $L=0,2$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BP	BD		
1	25,5719	25,8827	1,2154	1,0000
2	69,8334	70,1105	0,3968	0,3265
3	136,9804	138,1662	0,8657	0,7123
4	226,7932	226,8209	0,0122	0,0100
5	343,6050	346,3586	0,8014	0,6594
6	481,9501	480,2565	0,3514	0,2891

Tabel 3.5.5. Comparație bara cu defect cu bara sudată prelucrată $L=0,1$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BP	BD		
1	25,8129	25,5982	0,8318	0,6205
2	70,9154	70,8899	0,0360	0,0268
3	139,2429	137,3765	1,3404	1,0000
4	228,8270	230,1122	0,5616	0,4190
5	339,2943	338,4665	0,2440	0,1820
6	472,9038	470,5782	0,4918	0,3669

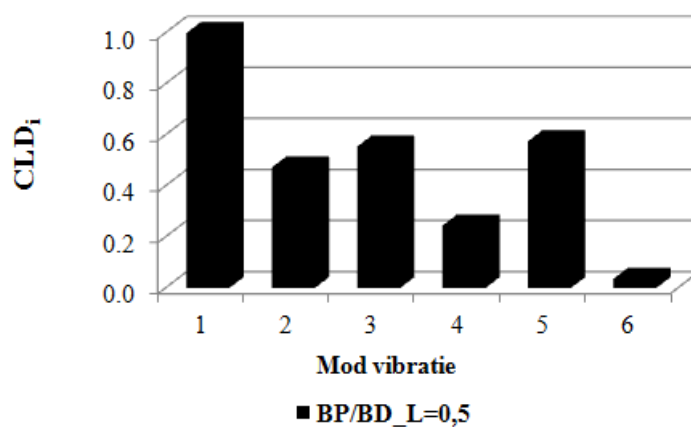


Figura 3.5.5. Coeficienți localizare defect bara cu defect $L=0,5$

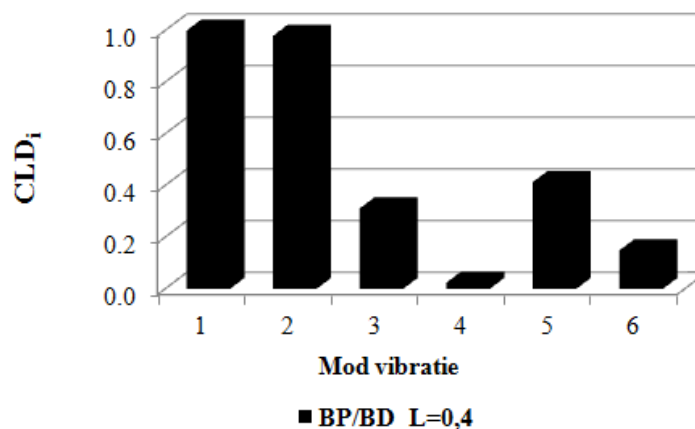


Figura 3.5.6. Coeficienți localizare defect bara cu defect $L=0,4$

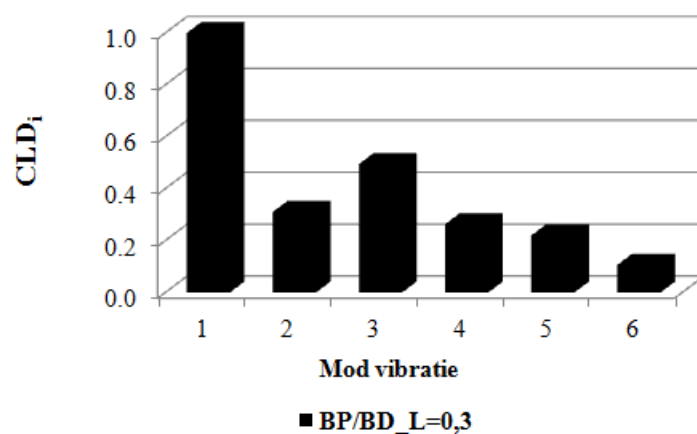


Figura 3.5.7. Coeficienți localizare defect bara cu defect $L=0,3$

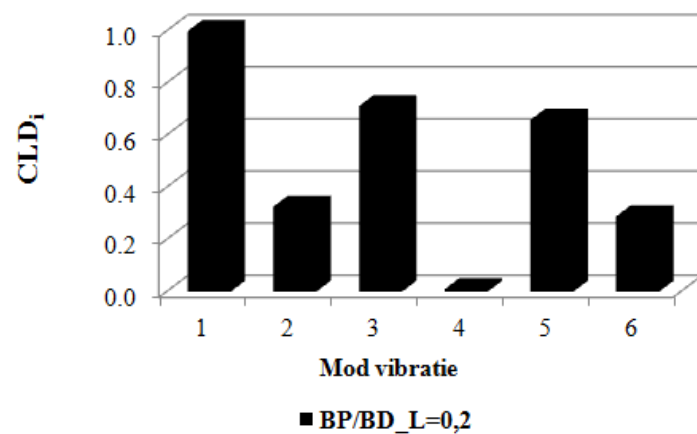


Figura 3.5.8. Coeficienți localizare defect bara cu defect $L=0,2$

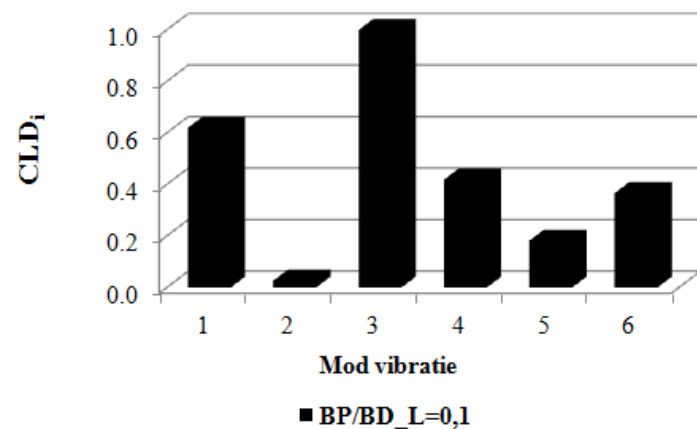


Figura 3.5.9. Coeficienți localizare defect bara cu defect $L=0,1$

Tabel 3.5.6. Comparație bara reparată cu bara sudată prelucrată $L=0,5$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BP	BR		
1	25,0762	26,5225	5,7676	1,0000
2	70,6163	71,1433	0,7463	0,1294
3	135,9718	142,6297	4,8965	0,8490
4	230,0702	231,2991	0,5341	0,0926
5	338,3969	351,9884	4,0164	0,6964
6	481,3589	482,3490	0,2057	0,0357

Tabel 3.5.7. Comparație bara reparată cu bara sudată prelucrată $L=0,4$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BP	BR		
1	25,0528	26,3922	5,3463	1,0000
2	69,7920	71,7438	2,7966	0,5231
3	139,2007	140,4082	0,8675	0,1623
4	226,4629	235,7060	4,0815	0,7634
5	344,4141	345,4930	0,3133	0,0586
6	475,4514	489,6850	2,9937	0,5600

Tabel 3.5.8. Comparație bara reparată cu bara sudată prelucrată $L=0,3$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BP	BR		
1	25,3119	26,1210	3,1965	0,6906
2	69,3829	72,5943	4,6285	1,0000
3	138,9530	140,7869	1,3198	0,2851
4	229,5995	231,5237	0,8381	0,1811
5	339,3852	351,1361	3,4624	0,7481
6	476,7400	488,1917	2,4021	0,5190

Tabel 3.5.9. Comparație bara reparată cu bara sudată prelucrată $L=0,2$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BP	BR		
1	25,5719	25,9103	1,3233	0,3104
2	69,8334	71,9921	3,0912	0,7251
3	136,9804	142,8199	4,2630	1,0000
4	226,7932	235,0720	3,6504	0,8563
5	343,6050	346,3750	0,8062	0,1891
6	481,9501	482,1981	0,0515	0,0121

Tabel 3.5.10. Comparație bara reparată cu bara sudată prelucrată $L=0,1$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BP	BR		
1	25,8129	25,8608	0,1856	0,0451
2	70,9154	71,1738	0,3644	0,0886
3	139,2429	140,5435	0,9341	0,2271
4	228,8270	233,7810	2,1650	0,5264
5	339,2943	351,4668	3,5876	0,8724
6	472,9038	492,3517	4,1124	1,0000

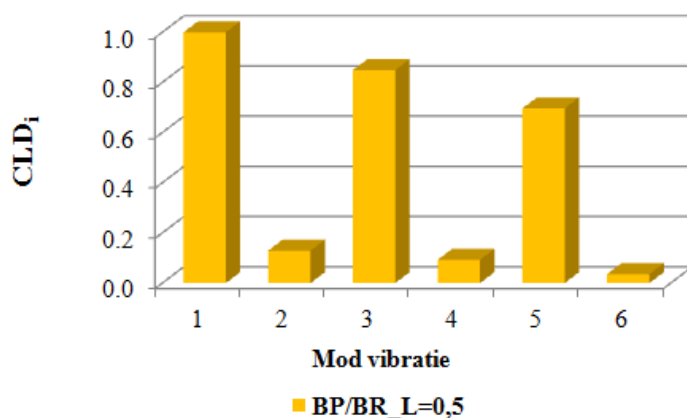


Figura 3.5.10. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,5$

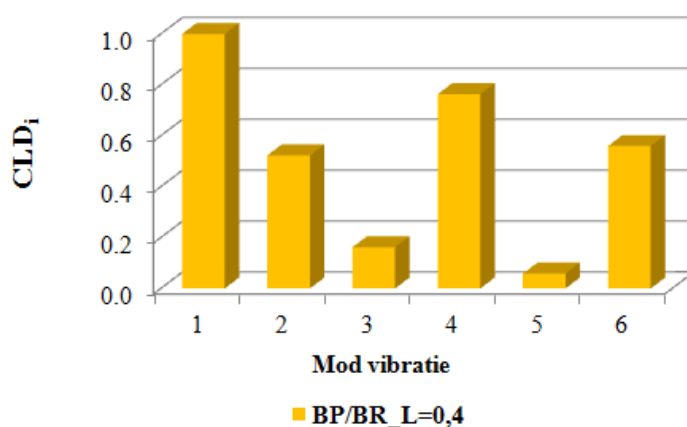


Figura 3.5.11. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,4$

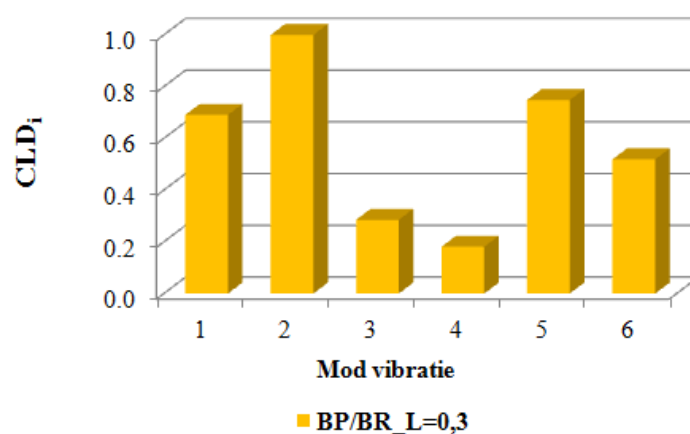


Figura 3.5.12. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,3$

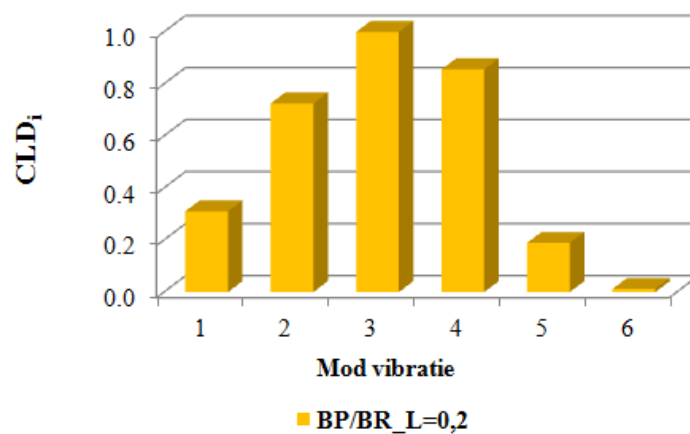


Figura 3.5.13. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,2$

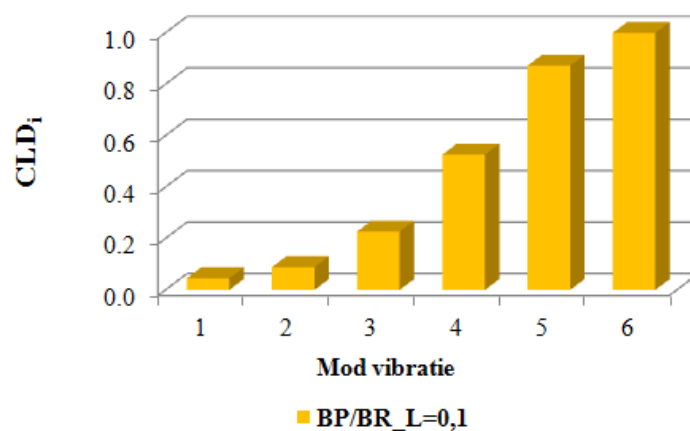


Figura 3.5.14. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,1$

Tabel 3.5.11. Comparație bara sudată prelucrată cu bara intactă $L=0,5$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BI	BP		
1	25,6245	25,0762	2,1397	0,5965
2	71,6413	70,6163	1,4307	0,3988
3	141,0312	135,9718	3,5874	1,0000
4	232,1523	230,0702	0,8969	0,2500
5	347,0713	338,3969	2,4993	0,6967
6	486,9763	481,3589	1,1535	0,3215

Tabel 3.5.12. Comparație bara sudată prelucrată cu bara intactă $L=0,4$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BI	BP		
1	25,6245	25,0528	2,2311	0,8643
2	71,6413	69,7920	2,5813	1,0000
3	141,0312	139,2007	1,2979	0,5028
4	232,1523	226,4629	2,4507	0,9494
5	347,0713	344,4141	0,7656	0,2966
6	486,9763	475,4514	2,3666	0,9168

Tabel 3.5.13. Comparație bara sudată prelucrată cu bara intactă $L=0,3$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BI	BP		
1	25,6245	25,3119	1,2199	0,3870
2	71,6413	69,3829	3,1524	1,0000
3	141,0312	138,9530	1,4736	0,4674
4	232,1523	229,5995	1,0996	0,3488
5	347,0713	339,3852	2,2146	0,7025
6	486,9763	476,7400	2,1020	0,6668

Tabel 3.5.14. Comparație bara sudată prelucrată cu bara intactă $L=0,2$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BI	BP		
1	25,6245	25,5719	0,2053	0,0715
2	71,6413	69,8334	2,5235	0,8786
3	141,0312	136,9804	2,8723	1,0000
4	232,1523	226,7932	2,3084	0,8037
5	347,0713	343,6050	0,9987	0,3477
6	486,9763	481,9501	1,0321	0,3593

Tabelele 3.5.11-3.5.15 prezintă abaterile frecvențelor naturale și coeficienții de localizare a defectului pentru bara sudată și prelucrată comparate cu bara intactă, iar figurile 3.5.15.-3.5.19 reprezentarea grafică a coeficienților de localizare a defectului pentru acest caz.

Tabel 3.5.15. Comparăție bara sudată prelucrată cu bara intactă $L=0,1$

Mod vibrație i	Frecvențe naturale [Hz]		Abateri A_f [%]	CLD _i
	BI	BP		
1	25,6245	25,8129	0,7352	0,2544
2	71,6413	70,9154	1,0132	0,3506
3	141,0312	139,2429	1,2680	0,4388
4	232,1523	228,8270	1,4324	0,4957
5	347,0713	339,2943	2,2407	0,7754
6	486,9763	472,9038	2,8898	1,0000

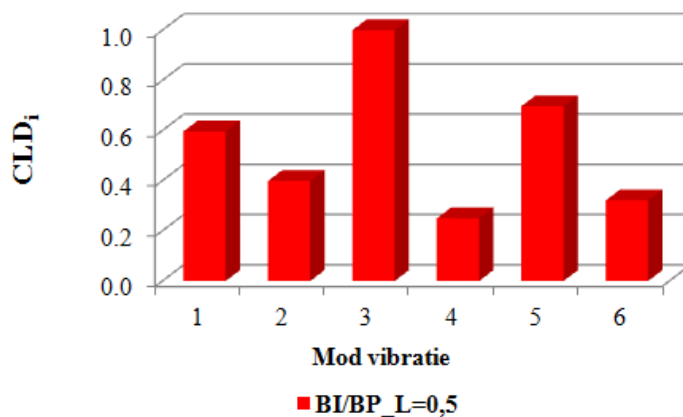


Figura 3.5.15. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,5$

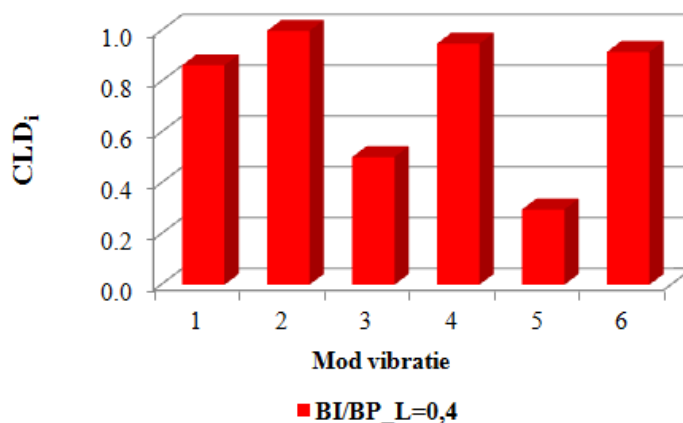


Figura 3.5.16. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,4$

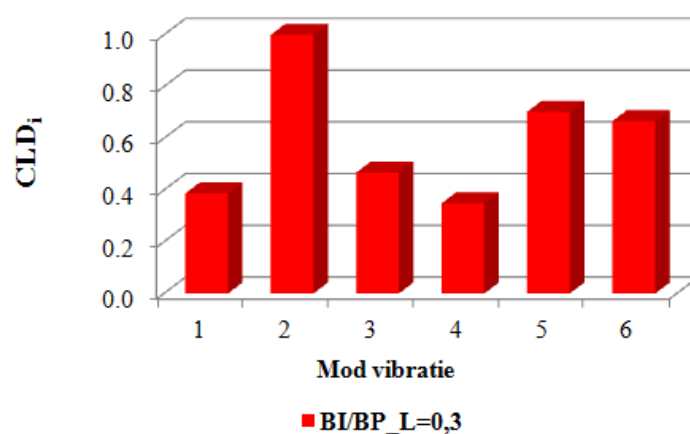


Figura 3.5.17. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,3$

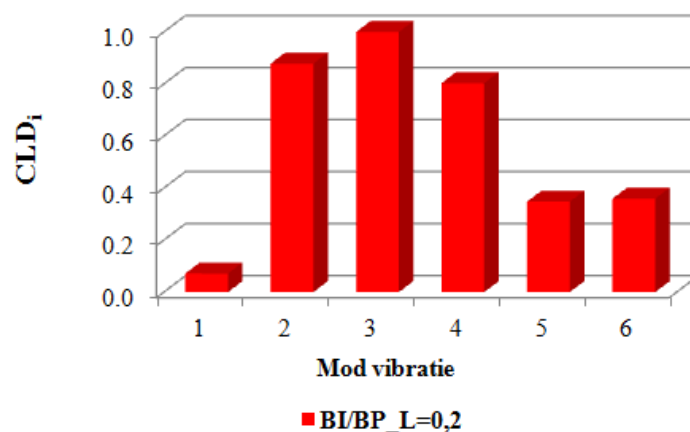


Figura 3.5.18. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,2$

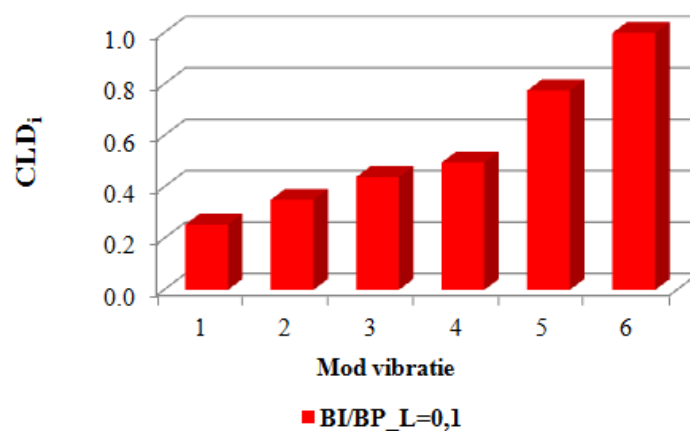


Figura 3.5.19. Coeficienți localizare defect bara reparată $L=0,1$

Coeficienții de localizare a defectului (CLD) reprezintă șabloane [61, 71, 76] care ne permit localizarea defectului pe bară fără a ține cont de adâncimea defectului [18, 22, 100]. Metoda a fost dezvoltată de Școala Doctorală de la Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița.

Din analiza rezultatelor prezentate în tabelele 3.5.1. - 3.5.5 și a figurilor 3.5.5 - 3.5.9 pentru primele șase moduri de vibrație și 5 (cinci) poziții ale defectului a barei sudate cu defect concluzionăm:

- pentru defect localizat la jumătatea barei ($L=0,5$) coeficientul de localizare a defectului maxim este pentru primul mod de vibrație, acolo unde și amplitudinea mișcării este maximă; efectul minim se observă pentru modul șase de vibrație;
- dacă defectul este localizat la $L=0,4$ modul 1 și 2 de vibrație ne dau valori maxime ale coeficienților de localizare a defectului; modul patru de vibrație are influență minimă;
- la $L=0,3$ modul unu de vibrație prezintă valoare maximă a coeficientului de localizare a defectului;
- pentru $L=0,2$ pe lângă modul unu de vibrație, modul trei și cinci de vibrație au valori ridicate pentru coeficienții de localizare a defectului, iar modul patru are efect minim;
- la $L=0,1$ se poate observa că coeficientul de localizare a defectului maxim este pentru modul trei, valoare ridicată a coeficientului de localizare a defectului este și la modul unu, iar pentru modul doi de vibrație, efectul este minim.

Analizând rezultatele prezentate în tabelele 3.5.6. - 3.5.10 și figurile 3.5.10 - 3.5.14 pentru primele șase moduri de vibrație și 5 (cinci) poziții ale defectului reparat putem spune:

- pentru bara cu defect reparat localizat la $L=0,5$ coeficientul de localizare a defectului are valori mari pentru modurile impare, iar pentru modurile impare efectul este minim;
- pentru bara cu defect reparat localizat la $L=0,4$ coeficientul de localizare a defectului are valori mari pentru modurile unu, patru și șase, iar pentru modurile trei și cinci efectul este minim;
- cu $L=0,3$ coeficientul de localizare a defectului are valori mari pentru modurile unu, doi și cinci, iar pentru modurile trei și patru efectul este mic;
- dacă $L=0,2$ coeficientul de localizare a defectului are valori mari pentru modurile doi, trei și patru, iar pentru modul șase efectul este minim;
- când $L=0,1$ modurile cinci și șase dau valori mari pentru coeficienții de localizare a defectului, iar pentru modurile unu și doi efectul este mic.

Comparația dintre bara sudată și prelucrată cu bara intactă pune în evidență efectul modificării modulului de elasticitate global, având în vedere că masa celor două bare este aceeași. Din analiza rezultatelor prezentate în tabelele 3.5.11. - 3.5.15 și a figurilor 3.5.15 - 3.5.19 pentru primele șase moduri de vibrație tragem următoarele concluzii:

- $L=0,5$ coeficientul de localizare a defectului maxim este la modul trei de vibrație, valori ridicate sunt observate și pentru modurile unu și cinci de vibrație;

- $L=0,4$ coeficientul de localizare a defectului minim este la modul cinci, pentru celalalte moduri de vibrație coeficientul de localizare a defectului are valori ridicate;
- $L=0,3$ coeficientul de localizare a defectului maxim este la modul doi de vibrație;
- $L=0,2$ coeficientul de localizare a defectului are valori mari pentru modurile doi, trei și patru, iar la modul unu de vibrație coeficientul de localizare a defectului este minim;
- $L=0,1$ coeficientul de localizare a defectului crește pe măsură ce crește și numărul modurilor de vibrație.

Privind evoluția frecvențelor naturale la nivel global, raportul dintre frecvențele naturale pentru bara sudată cu defect (BD) și bara sudată reparată și prelucrată (BP), respectiv bara sudată reparată (BR) și bara sudată reparată și prelucrată (BP) este ilustrat în figurile 3.5.20 - 3.5.25 pentru primele șase moduri de vibrație.

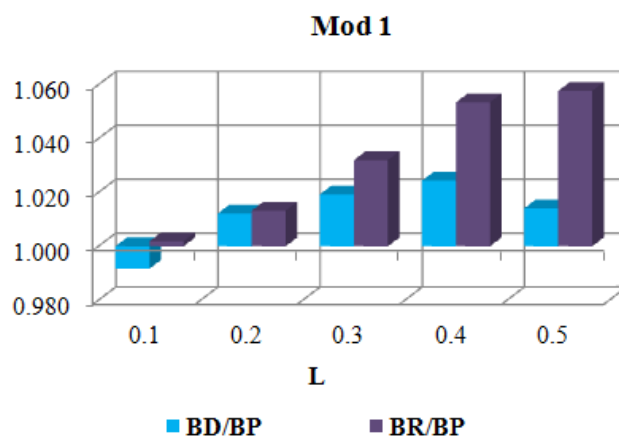


Figura 3.5.20. Comparație frecvențe naturale modul 1 de vibrație cu bara prelucrată

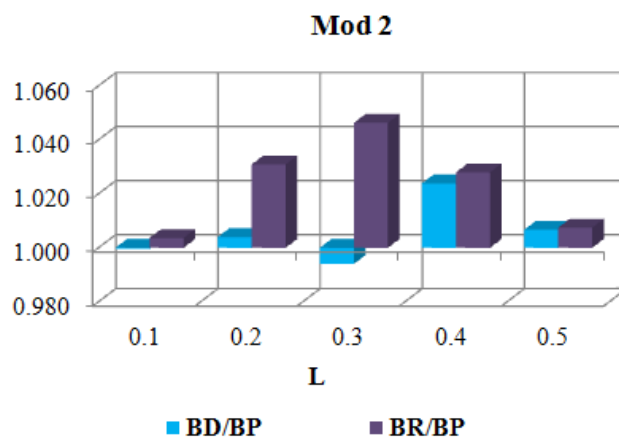


Figura 3.5.21. Comparație frecvențe naturale modul 2 de vibrație cu bara prelucrată

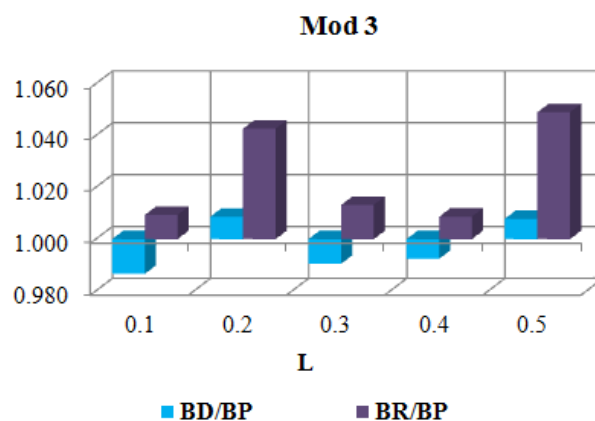


Figura 3.5.22. Comparație frecvențe naturale modul 3 de vibrație cu bara prelucrată

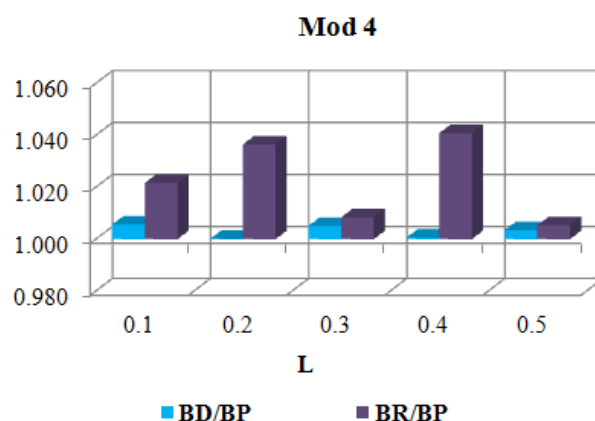


Figura 3.5.23. Comparație frecvențe naturale modul 4 de vibrație cu bara prelucrată

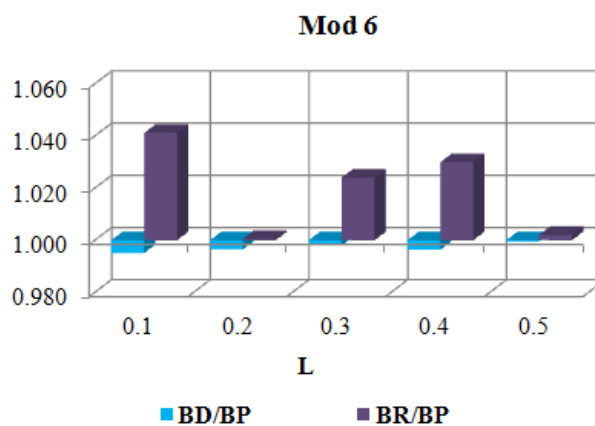


Figura 3.5.24. Comparație frecvențe naturale modul 5 de vibrație cu bara prelucrată

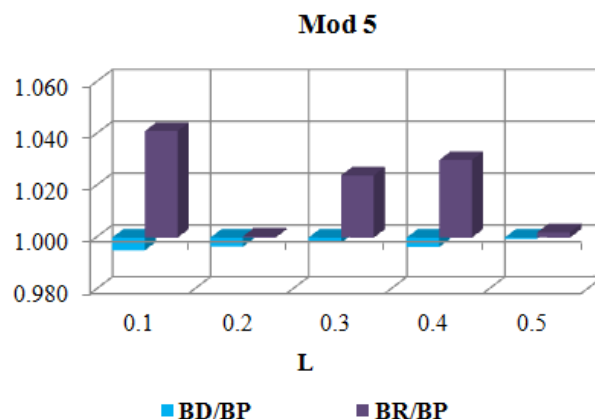


Figura 3.5.25. Comparație frecvențe naturale modul 6 de vibrație cu bara prelucrată

Din analiza figurilor putem spune că:

- tendința frecvențelor naturale la modul unu de vibrație este de creștere pe măsură ce defectul se deplasează spre prima treime a lungimii barei, iar în cazul barei reparate tendința frecvențelor naturale este de creștere până la jumătatea barei;

- tendința frecvențelor naturale la modul doi de vibrație este de descreștere pe măsură ce defectul se deplasează spre prima treime a lungimii barei, sesizăm o creștere spre $L=0,4$, respectiv o descreștere la $L=0,5$, iar în cazul barei reparate tendința frecvențelor naturale este de creștere până la prima treime a barei urmând o descreștere;

- tendința frecvențelor naturale la modul trei de vibrație este de descreștere, respectiv creștere pe măsură ce defectul se deplasează spre jumătatea barei, iar în cazul barei reparate tendința frecvențelor naturale este de creștere/ descreștere;

- tendința frecvențelor naturale la modul patru de vibrație pare că nu se modifică pe măsură ce defectul se deplasează spre jumătatea barei, iar în cazul barei reparate tendința frecvențelor naturale este de creștere pentru primul sfert de lungime a barei, descreștere la prima treime, crește și descreștere la jumătatea barei;

- tendința frecvențelor naturale la modul cinci de vibrație suferă mici modificări pe măsură ce defectul se deplasează spre jumătatea barei, iar în cazul barei reparate tendința frecvențelor naturale este de creștere, descreștere, creștere, descreștere și creștere la jumătatea barei;

- tendința frecvențelor naturale la modul șase de vibrație suferă mici modificări pe măsură ce defectul se deplasează spre jumătatea barei, tendința este de creștere, iar în cazul barei reparate tendința frecvențelor naturale este de creștere, descreștere, creștere, și descreștere la jumătatea barei;

Dacă comparăm frecvențele naturale ale barei sudate prelucrate (BP), barei sudate cu defect (BD), barei sudate cu defect reparate (BR) cu bara intactă (BI) putem urmări evoluția frecvențelor naturale în figurile 3.5.26 - 3.5.31.

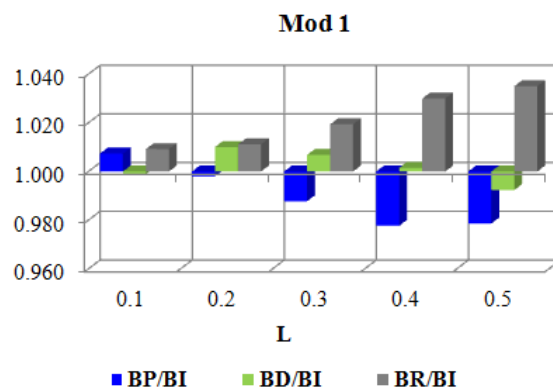


Figura 3.5.26. Comparație frecvențe naturale modul 1 de vibrație cu bara intactă

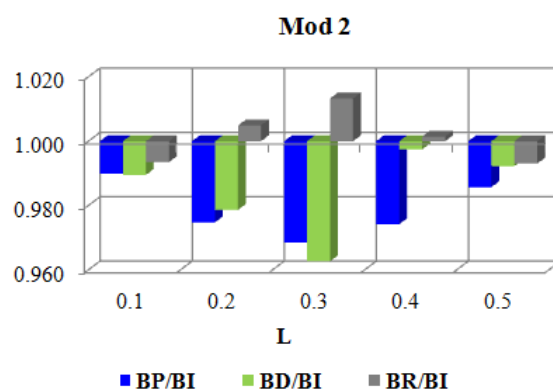


Figura 3.5.27. Comparație frecvențe naturale modul 2 de vibrație cu bara intactă

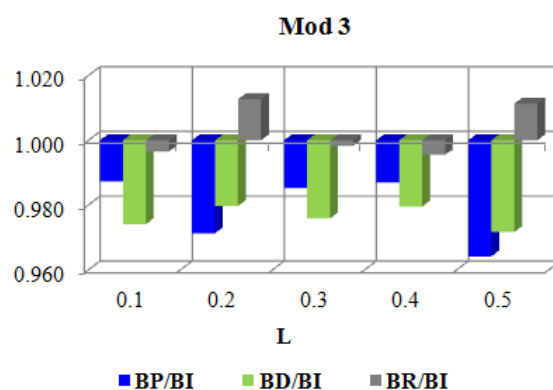


Figura 3.5.28. Comparație frecvențe naturale modul 3 de vibrație cu bara intactă

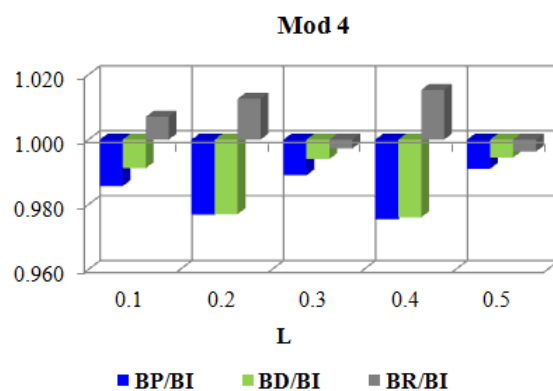


Figura 3.5.29. Comparație frecvențe naturale modul 4 de vibrație cu bara intactă

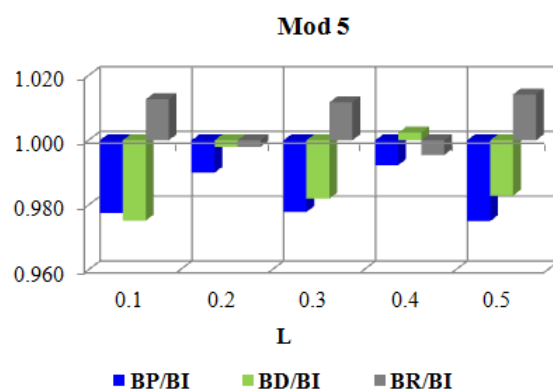


Figura 3.5.30. Comparație frecvențe naturale modul 5 de vibrație cu bara intactă

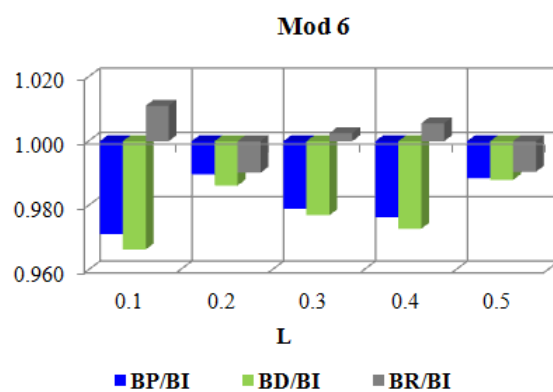


Figura 3.5.31. Comparație frecvențe naturale modul 6 de vibrație cu bara intactă

Din analiza figurilor putem spune:

- pentru modul unu de vibrație, frecvențele naturale scad pe măsură ce zona prelucrată sudată se deplasează spre mijlocul barei, iar frecvențele naturale cresc pe măsură ce defectul reparat se deplasează spre mijlocul barei, respectiv influența creșterii masei barei este mai mică comparativ cu creșterea rigidității în zona sudată (fig. 3.5.32);

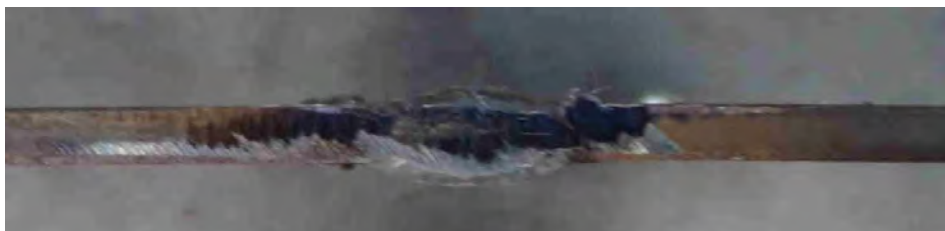


Figura 3.5.32. Bara sudată cu defectul reparat

- pentru modurile doi - șase de vibrație, frecvențele naturale scad pe măsură ce zona prelucrată sudată, respectiv bara cu defect, se deplasează spre mijlocul barei, iar frecvențele naturale cresc pe măsură ce defectul reparat se deplasează spre prima treime a barei barei;

- pentru modul doi de vibrație, frecvențele naturale scad pe măsură ce zona prelucrată sudată, respectiv bara cu defect, se deplasează spre mijlocul barei, iar frecvențele naturale au tendință fie de creștere, fie de scădere funcție de poziția sudurii pe bară.

3.6. Concluzii și contribuții personale

Determinarea frecvențelor naturale prin metoda experimentală vine să confirme rezultatele obținute prin metodele analitice, respectiv numerice. Testele experimentale au fost efectuate pe standul din cadrul Universității "Efimie Murgu" din Reșița. Descrierea standului este detaliată în subcapitolul 3.2. Standul este format dintr-o structură metalică pe care este fixată structura sudată de analizat, un sistem de achiziționare și transmitere date în vederea măsurării frecvențelor naturale compus dintr-un accelerometru, un sistem de achiziții, un sistem de transmitere date către calculator. Calculatorul folosit pentru măsurarea frecvențelor naturale este un laptop Toshiba pe care este instalat programul LabVIEW, program specializat în achiziționare, analizare și prezentare a datelor obținute din măsurători.

Cercetările experimentale au fost efectuate în baza unui program de teste care au pus în evidență frecvențele naturale pentru o structură încastrată la ambele capete (o bară), sudată la diferite lungimi față de un capăt al încastrării. Cordonul de sudură în primă fază a avut un defect prin necompletarea la rădăcina sudurii, defect pe toată lățimea barei. Au fost măsurate frecvențele naturale, ulterior defectul a fost înlăturat și au fost efectuate un alt set de măsurători. În final, cordonul de sudură a fost prelucrat la grosimea barei și s-au măsurat frecvențele naturale. Pentru detectarea și localizarea defectului am utilizat un procedeu dezvoltat în cadrul cercetărilor întreprinse de Școala Doctorală a Universității "Efimie Murgu" din Reșița, procedeu ce presupune

măsurarea frecvențelor naturale pentru primele șase moduri de vibrație și care are la bază modificarea frecvențelor naturale.

Rezultatele măsurărilor sunt centralizate tabelar în subcapitolul 3.4 pentru o bară sudată la ambele capete, cu cordonul de sudură localizat în cinci poziții pe bară. Au fost măsurate primele șase frecvențe naturale pentru fiecare caz analizat.

Interpretarea rezultatelor din subcapitolul 3.5 pe baza coeficienților de localizare a defectului (CLD) permite: localizarea defectului în bara sudată cu defect, localizarea cordonului de sudură cu masă suplimentară și compararea cu o bară intactă de secțiune constantă. Coeficienții de localizare a defectului reprezintă șabloane pentru a căror reprezentare am folosit histograme. Din analiza acestor șabloane deducem că pentru primele două moduri de vibrație: tendința frecvențelor naturale la modul unu de vibrație este de creștere pe măsură ce defectul se deplasează spre prima treime a lungimii barei, iar în cazul barei reparate tendința frecvențelor naturale este de creștere până la jumătatea barei; la modul doi de vibrație sesizăm o descreștere pe măsură ce defectul se deplasează spre prima treime a lungimii barei, iar în cazul barei reparate tendința frecvențelor naturale este de creștere până la prima treime a barei urmând o descreștere.

Printre contribuțiile personale amintesc: proiectarea și executarea unui stand pentru măsurarea frecvențelor naturale pentru structuri sudate deformate din bare, stabilirea unei tehnologii privind măsurarea frecvențelor pornind de la structura cu defect, la structura reparată și în final măsurarea și compararea frecvențelor naturale cu o structură formată dintr-o bară simplă.

4. CONCLUZII. CONTRIBUȚII PERSONALE. DISEMINAREA REZULTATELOR CERCETĂRII

Principalele **concluzii** care se desprind din cercetarea modificării frecvențelor naturale care apar datorită defectelor în structurilor asamblate prin sudare sunt:

- ca urmare a centralizării procedeeelor de sudare, a tipurilor de suduri și a defectelor apărute în îmbinările sudate, lipsa de pătrundere la rădăcina sudurii este cel mai preponderent tip de defect ce poate apare într-o structură sudată;
- acest tip de defect poate fi identificat atât prin metode locale de control, cât și prin metode globale, bazate pe examinarea modificării caracteristicilor dinamice ale structurii;
- prin monitorizarea structurilor folosind metode globale avem informații privind detectarea și localizarea defectelor, dar informațiile privind severitatea defectului sunt insuficiente;
- metodele de evaluare a modificărilor modurilor proprii de vibrație investighează experimental modificarea frecvențelor naturale, împreună cu schimbarea experimentală a formei modului de vibrație pentru a detecta și evalua defectul;
- ideea fundamentală pentru identificarea defectelor pe baza vibrațiilor naturale constă în faptul că defectul induce în structură modificări ale proprietăților fizice: masă, rigiditate, amortizare, care schimbă proprietățile modale ale sistemului: frecvențe naturale, formele modale, amortizarea;
- pentru determinarea parametrilor modali al structurilor asamblate prin sudare s-a pornit de la determinarea vibrațiilor transversale pentru patru tipuri de rezemări: încastrat - încastrat, articulat - articulat; încastrat - articulat; articulat - liber;
- pornind de la soluția generală a ecuației diferențiale și condițiile la limită impuse am obținut ecuația de frecvență ale cărei soluții reprezintă numerele de undă adimensionale pentru modurile de vibrație naturale ale structurii, iar prin înlocuirea constantelor de integrare din rezolvarea sistemului rezultă funcția modală;
- structura sudată analizată este formată din două bare de secțiune rectangulară la care cordonul de sudură a fost asimilat cu o masă concentrată aplicată pe fibra neutră a sistemului;
- am determinat masa specifică totală echivalentă a sistemului care contribuie la energia cinetică și am obținut expresia analitică a frecvențelor naturale pentru cazurile analizate;

- influența modificării locale a caracteristicilor mecanice asupra frecvențelor naturale și a formelor proprii ale grinzilor este legată și de zona influențată termic (ZIT), care este zona de trecere dintre cordonul de sudură și materialul de bază;

- în ZIT avem următoarele zone caracteristice: o zonă cu granulație grosieră caracterizată prin rezistență mai ridicată și plasticitate mai scăzută; o zonă de trecere caracterizată prin revenirea rezistenței spre o valoare egală cu a materialului de bază și creșterea plasticității și zona de normalizare în care plasticitatea coboară la valoarea materialului de bază;

- frecvențele naturale au fost determinate prin analiză numerică prin metoda elementului finit și comparate cu frecvențele naturale determinate analitic pentru primele șase moduri de vibrație la două valori ale masei cordonului de sudură, pentru cinci locații ale acestuia și patru cazuri de rezemare;

- prin compararea valorilor obținute ale frecvențele naturale determinate prin metoda analitică și metoda numerică abaterile frecvențelor naturale sunt sub 5%;

- abordarea analitică, în cazul lipsei de pătrundere care apare în cordoanele de sudură, ține cont de modificarea momentului de inerție în zona cu defect, factor ce influențează frecvențele naturale;

- în acest caz, pierderea de energie este proporțională cu creșterea deformației structurii și astfel am stabilit relația analitică ce ne permite determinarea frecvențelor naturale pentru structuri sudate cu defect de tip lipsă de pătrundere la rădăcina sudurii;

- cu toate că metoda numerică ia în considerare modificările de densitate și elasticitate din zona influențată termic, se constată că datorită dimensiunilor relativ mici ale acestei zone, nu apar modificări semnificative ale frecvențelor naturale în comparație cu valorile frecvențelor naturale obținute prin metoda analitică care ia în considerare doar modificările de masă și rigiditate din cordonul de sudură;

- testele experimentale au fost efectuate pe standul din cadrul Universității "Eftimie Murgu" din Reșița și au confirmat rezultatele obținute prin metodele analitice și numerice;

- cercetările experimentale au fost efectuate în baza unui program de teste care au pus în evidență frecvențele naturale pentru o structură încastrată la ambele capete, sudată la diferite lungimi față de un capăt al încastrării;

- cordonul de sudură în primă fază a avut un defect prin necompletarea la rădăcina sudurii, defect pe toată lățimea barei, ulterior defectul a fost înlăturat și în final cordonul de sudură a fost prelucrat la grosimea barei;

- pentru fiecare caz au fost măsurate primele șase frecvențele naturale iar rezultatele sunt centralizate tabelar;
- pentru detectarea și localizarea defectului am utilizat cu succes un procedeu dezvoltat în cadrul cercetărilor întreprinse de Școala Doctorală a Universității "Eftimie Murgu" din Reșița, procedeu ce presupune măsurarea frecvențelor naturale pentru primele șase moduri de vibrație și care are la bază modificarea frecvențelor naturale;
- interpretarea rezultatelor pe baza coeficienților de localizare a defectului (CLD) permite: localizarea defectului în bara sudată cu defect, localizarea cordonului de sudură cu masă suplimentară și compararea cu o bară intactă de secțiune constantă;
- coeficienții de localizare a defectului reprezintă șabloane, iar din analiza acestor șabloane pentru primele două moduri de vibrație putem spune că: tendința frecvențelor naturale la modul unu de vibrație este de creștere pe măsură ce defectul se deplasează spre prima treime a lungimii barei, iar în cazul barei reparate tendința frecvențelor naturale este de creștere până la jumătatea barei; la modul doi de vibrație sesizăm o descreștere pe măsură ce defectul se deplasează spre prima treime a lungimii barei, iar în cazul barei reparate tendința frecvențelor naturale este de creștere până la prima treime a barei urmând o descreștere.

Contribuțiile personale pot fi sintetizate astfel:

- fundamentarea relației dintre parametrii fizico-mecanici și geometrici ai zonei sudate și frecvențele naturale ale elementului structural de tip grindă;
- stabilirea corelației dintre geometria unui defect relevant ale cusăturii sudate, definit și amplasat controlat pe structura de tip grindă, și răspunsul dinamic de natura vibrațiilor libere. Aceasta a permis definirea unor tipare comportamentale ale structurii funcție de defect;
- determinarea unei relații matematice unice pentru toate tipurile de condiții de contur posibile ale grinzii, bazată pe distribuției energiei cinetice modale, care exprimă modificarea frecvențelor proprii în funcție de modificarea de masă datorată supraînălțării cusăturii respectiv defectului;
- crearea unui model discret al unei grinzii care conține o cusătură sudată cu defect prin individualizarea proprietăților fizico-mecanice ale zonelor caracteristice adiacente sudurii. Au rezultat astfel segmentelor particulare care au fost implementate în programul ANSYS;
- dezvoltarea unei metode de control nedistructiv bazată pe analiza vibrațiilor pornind de la o metoda consacrată Gillich-Praisach adaptată pentru particularitățile structurilor sudate;

- conceperea și aplicarea unei metode hibride instrumental-informatic de evaluarea a frecvențele proprii în grinzi sudate în absența și în prezența defectelor prin care au fost validate conceptele teoretice dezvoltate în teză
- stabilirea preciziei metodei de detectare a defectelor prin compararea rezultatelor experimentale pe structura reală cu simulările numerice;
- promovarea rezultatelor cercetării prin publicarea de articole științifice în reviste de specialitate și prezentarea aspectelor relevante în cadrul conferințelor de profil.

Cercetările privind efectele defectelor asupra modificării frecvențelor naturale și metoda de detectare a defectelor în structurilor asamblate prin sudare au fost **diseminate** prin publicarea de articole în reviste de specialitate și prezentări la conferințe naționale și internaționale. Lista cuprinde următoarele lucrări relevante:

1. Gillich, G-R., Praisach, Z.I., Wahab, M.A., Gillich, N., Mitulețu, I.C., **Nițescu, C.N.**, *Free vibration of a perfectly clamped-free beam with stepwise eccentric distributed masses*, Shock and Vibration Volume 2016 (2016), Article ID 2086274, dx.doi.org/10.1155/2016/2086274, 2016; - **Coată ISI**;
2. Mitulețu, I.C., Gillich, N., **Nițescu, C.N.**, Chincel, C.P., *A multi-resolution based method to precise identify the natural frequencies of beams with application in damage detection*, Journal of Physics: Conference Series, Volume 628 (2015), 11th International Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS 2015), IOP Publishing, doi: 10.1088/1742-6596/628/1/012020; 2015; - **Indexată ISI**;
3. Stanciu, E., **Nițescu, C.N.**, Praisach, Z.I., Gillich, G-R., *Integrity evaluation concerning vibrations of a welded structure*, MATEC Web of Conferences 112, 03015 (2017), doi:10.1051/matecomf/201711203015, 2017; - **Indexată Scopus**;
4. **Nițescu, C.N.**, Gillich, G-R., Wahab, M.A., Mănescu, T., Korka, Z.I., *Damage severity estimation from the global stiffness decrease*, Journal of Physics: Conference Series, 12th International Conference on Damage Assessment of Structures, IOP Conf. series: Journal of Physisc: Conf. Series 842 (2017) 012034, doi: 10.1088/1742-6596/842/1/012034; 2017; - **Indexată Scopus**;

5. Gillich, G-R., Muntean, F., **Nițescu, C.N.**, Iancu, V., Praisach, Z.I., Korka, Z.I., *On the use of higher-order frequencies in crack identification in columns subjected to important tip mass*, Applied Mechanics and Materials (Volume 801), pp. 148-153, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.801.148, 2015; **Indexată BDI**;
6. Mituletu, I.C., **Nițescu, C.**, Gillich, N., *Finding natural frequencies with high accuracy by applying sound excitation*, International Conference on Structural Engineering Dynamics (ICEDyn 2017), 3-5 July 2017, Ericeira, Portugal, Art. 012; 2017;
7. **Nițescu, C.N.**, Korka, Z.I., Gillich, G-R., *Experimental procedure to assess damages of weld beams*, Analele Universității Eftimie Murgu, Vol. XXIII, 2017.

BIBLIOGRAFIE

1. Alam, M.S., *Structural Integrity and Fatigue Crack Propagation Life Assessment of Welded and Weld-Repaired Structures*, Louisiana State University, Department of Mechanical Engineering, 2005;
2. Alvarez, R.O.A., *Vibration analysis of uncertain spot-welded structures*, University of Southampton, Institute of Sound and Vibration Research, 2012;
3. Al-Waily M., *Theoretical and Experimental Vibration Study of Continuous Beam With Crack Depth and Location Effect*, Indian Journal of Applied Research, Volume 3, Issue 9, ISSN-2249-555X, 2013;
4. Baardman, R.H., *3D Ultrasonic Imaging of Defects in Welds by Inverse Wave Field Extrapolation*, M.Sc.Thesis, Faculty of Applied Physics Delft University of Technology, 2007;
5. Balageas, D., Fritzen, C-P., Guemes, A., *Structural Health Monitoring*, ISBN-13: 978-1-905209-01-9, ISTE Ltd., 2006;
6. Baughurst, L., *Welding Defects, Causes & Correction*, The ASEAN Patent Examination Co-operation (ASPEC), Engineering Technical Article, October, 2011;
7. Behzad, M., Ebrahimi, A., Meghdario, A., *A Continuous Vibration Theory for Beams with Vertical Edge Crack*, Mechanical Engineering, Vol. 17, No. 3, pp. 194-204, 2010;
8. Bhusnar, M., Sarawade, S.S., *Modal analysis of rectangular plate with lap joints to find natural frequencies and mode shapes*, IOSR Journal of Mechanical & Civil Engineering, ISSN: 2278-1684, pp. 6-14, 2016;
9. Bornn, L., Farrar, C.R., Park, G., *Damage detection in initially nonlinear systems*, International Journal of Engineering Science, No. 48, pp. 909-920, 2010;
10. Bovsunovskii, A. P., Matveev, V.V., *Vibrations characteristics of fatigue damage of beam-type structural components*, Strength of materials, Vol. 34, No. 1, 2002, Kluwer Academic/Plenum Publishers, 2002;
11. Bratu, P., *Analiza structurilor elastice Comportarea la acțiuni statice și dinamice*, Ed. Impuls, Bucuresti, 2011;
12. Brinkmann, A., Gossel, A., Moller, W-D., Pekeler, M., Proch., D., *Performance degradation in several TESLA 9-cell cavities due to weld imperfections*, Proceedings of the 1997 Workshop on RF Superconductivity, Abano Terme (Padova), Italy, pp. 452-456, 1997;
13. Burcă, M., Țunea, D., Bena, T.A., Bălea, I., *Aspecte tehnologice la sudarea manuală WIG a țevilor din oțel inoxidabil folosind protecție de gaz la rădăcină*, Revista Sudura, XXII - 3/2012;
14. Carden, E.P., Fanning, P., *Vibration based Condition Monitoring: A review*, Structural Health Monitoring, Vol. 3(4): 0355-377, DOI: 10.1177/1475921704047500, Sage Publication, 2004;
15. Cawley, P., Adams, R.D., *The locations of defects in structures from measurements of natural frequencies*, Journal of Strain Analysis, 1979;

16. Călărășu, S., *Reparații prin sudură a cavităților din eroziune-coroziune la recipienți metalici stabili sub presiune cu pereți groși (variantea fără tratament termic post sudare)*, Revista Sudura XX - 3/2010, pp. 28-32, 2010;
17. Chen, Y., Lawrence, F.V., Barkan, C.P.L., Dantzig, J.A., *Weld defect formation in rail thermite welds*, DOI: 10.1243/0954409JRRT44, Proc. IMechE, Vol. 220 Part F: J. Rail and Rapid Choi, J.H., Chang, Y.S., Kim, Y-S., *Weld defect Phenomena during High Frequency Electric Resistance Welding*, Journal of KWS, Vol. 19, No.3, June 2001;Transit, IRRT44, IMECHE, 2006;
18. Choi, F.C., Li, J., Samali, B., Crews, K., *Application of the modified damage index method to timber beams*, Engineering Structures 30 (2008), pp. 1124-1145, DOI: 10.1016/j.en.struct.2007.07.014, Elsevier Ltd., 2007;
19. Doebling, S.W., Farrar, C.R., Prime, M.B., Shevitz, D.W. *Damage identification and health monitoring of structural and mechanical system from changes in their vibration characteristics: a literature review*, Report No. LA 13070-MS, Los Alamos, 1996;
20. Donne, C.D., Biallas, G., Ghidini, T., Raimbeaux, G., *Effect of Weld Imperfections and Residual Stresses on the Fatigue Crack Propagation in Friction Stir Welded Joints*, Second International Conference of Friction Stir Welding, 26-28 June 2000, Gothenburg Sweden, 2000;
21. Dunai, L., Jakab, G., *Plate girders fabricated by single side fillet weld: imperfections, tests, resistances*, Design, Fabrication, and Economy, DFE 2008, Miskolc, Hungary, 2008;
22. Fallah N., Mousavi M., *Using the Frequency Shift for Damage Detection in Beam Type Structures*, Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 5(8): 659-666, ISSN 1991-8178, 2011;
23. Farrar, C.R., Worden, K., *An introduction to structural health monitoring*, Philosophical Transaction of the Royal Society A, Mathematical, Physical & Engineering Sciences, 2007;
24. Friswell, M.I., *Damage identification using inverse methods*, Phil. Trans. R. Soc. A. 365, pp. 393-410, 2007;
25. Friswell M.I., Penny J.E.T., Wilson D.A.L., *Using Vibration data and Statistical Measures to Locate Damage in Structures*, Modal Analysis: The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, 9(4), pp. 239-254, 1994;
26. Gillich G-R., Frunzaverde D., Gillich N., Ntakpe J.L., Muntean F., *On the Influence of Damage-Caused Global Stiffness Decrease upon Structural Modal Parameters*, Advanced Materials Research Vol 1111 (2015), pp. 139-144, (2015) Trans Tech Publications, Switzerland, doi: 10.4028/ www.scientific.net/AMR.1111.139, 2015;
27. Gillich G-R., Praisach Z-I., Bobos D., Hatiegan C., *Assessment of corrosion damages with important loss of mass and influences on the natural frequencies of bending vibration modes*, Applied Mechanics and Materials Vol. 430,(2013), pp. 95-100, (2013) Trans Tech Publications, Switzerland, doi:10.4028/www.scietific.net/AMM.430.95, 2013;
28. Gillich, G-R. *Dinamica Mașinilor - Modelarea sistemelor tehnice*, Ed. AGIR, București, 2003;
29. Gillich, G-R. *Dinamica Mașinilor - Vibrații*, Ed. AGIR, București, 2006;
30. Gillich. G.R., Praisach, Z-I., *Modal identification and damage detection in beam-like structures using the power spectrum and time-frequency analysis*, Signall Processing, Vol. 96, pp. 29-44, Elsevier, 2014;

31. Gillich G.R., Praisach Z.I., Minda P.F., Negru I., *The influence of damage location on the change of natural frequencies of beams*, Proceedings of the XI-th symposium, Acoustics and Vibrations Mechanical Structures AVMS-2011, Timișoara, ISSN: 1843-0902, 2011;
32. Gillich G.R., Praisach Z.I., Negru I., Bîrdeanu E.D., Gillich N., *Weak-Axis Bending Vibrations of Beams with Variable Cross-Section*, 1st International Conference on Circuits, Systems, Communications, Computers and Applications (CSCCA '12), "G. Enescu" University Iași, Romania, 2012;
33. Gillich G.R., Praisach Z.I., Iavornic C.M., *Reliable method to detect and assess damages in beams based on frequency changes*, Proceedings of the ASME 2012 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE 2012, Chicago, Illinois, USA, 2012, in the course of publication;
34. Gillich G.R., Praisach Z.I., Amariei D., *A method to detect and assess damage in beams based on frequency changes*, Proceedings of the Eleventh International Conference on Computational Structures Technology, Paper 77, Dubrovnik, Croatia, 2012;
35. Gillich G.R., Minda P.F., Praisach Z.I., Minda A.A., *Natural frequencies of damaged beams - a new approach*, Romanian Journal of Acoustic and Vibration, Vol. IX, issue 2, 2012, 101-108;
36. Gillich G.R., Praisach Z.I., Negru I., *The relationship between changes of deflection and natural frequencies of damaged beams*, Proceedings of the 5th WSEAS International Conference on Finite Differences - Finite Elements - Finite Volumes - Boundary Elements (F-andB '12), Praga, Cehia, 2012, 38-42;
37. Gillich, G.R., Praisach Z.I., *Damage-patterns based method to locate discontinuities in beams*, SPIE Smart Structures and Materials & Nondestructive Evaluation and Health Monitoring, Vol. 8695, March 2013, San Diego CA, 2013;
38. Gillich, G.R., Praisach Z.I., Iancu, V., Furdui, H., Negru, I., *Natural frequency changes due to severe corrosion in metallic structures*, Journal of Mechanical Engineering, DOI:10.5545/sv-jme.2015.2674, Strojniski vestnik-Journal of Mechanical Engineering 61(2015)12, pp. 721-730, 2015;
39. Gillich G.R., Wahab M.A., Praisach Z.I., Htakpe J.L., *The influence of transversal crack geometry on the frequency changes of beams*, International Conference on Noise and Vibration Engineering, ISMA 2014, ID 666, 2014;
40. Gillich, G.R., Maia, N.M.M., Mituletu, I.C., Praisach, Z.I., Tufoi, M., Negru, I., *Early Structural Damage Assessment by Using an Improved Frequency Evaluation Algorithm*, Latin American Journal of Solids and Structures, vol.12 no.12 Rio de Janeiro Dec. 2015, <http://dx.doi.org/10.1590/1679-78251795>, 2015;
41. Gillich, G.R., Praisach, Z.I., Wahab, M.A., *A new modal-based damage location indicator*, Conference: International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA) Location: Leuven, Belgium, Date: SEP 15-17, 2014, Proceedings of International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2014) and International Conference on Uncertainty in Strucutral Dynamics (USD2014), Pages: 499-512, 2014;
42. Gillich, G-R., Praisach, Z.I., Wahab, M.A., Gillich, N., Mitulețu, I.C., **Nițescu, C.N.**, *Free vibration of a perfectly clamped-free beam with stepwise eccentric distributed masses*, Shock and Vibration Volume 2016 (2016), Article ID 2086274, dx.doi.org/10.1155/2016/2086274, 2016;

43. Gillich, G-R., Muntean, F., **Nițescu, C.N.**, Iancu, V., Praisach, Z.I., Korka, Z.I., *On the use of higher-order frequencies in crack identification in columns subjected to important tip mass*, Applied Mechanics and Materials (Volume 801), pp. 148-153, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.801.148, 2015
44. Han, S.M., Benaroya, H., Wei, T., *Dynamics of transversely vibrating beams using four engineering theories*, Journal of Sound and Vibration, 255(5), pp. 935-988, 1999;
45. Hatifi, M.M., Firdaus, M.H., Razlan, A.Y., *Modal analysis of dissimilar plate metal joining with different thicknesses using MIG welding*, International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME), ISSN: 2229-8649, Volume 9, pp. 1723-1733, 2014;
46. Holmberg, B., *Reference Photo Guide for Stainless Steel Welds*, Materials and Applications Series, Volume 14, ISBN 978-2-87997-332-6, The European Stainless Steel Development Association, Euro Inox, 2011;
47. Hunter, T.G., *Approximating MIG welds with Abaqus spot weld functionality*, SIMULIA Community Conference, 2014;
48. Husain, N.A., Khodaparast, H.H., Snaylam, A., James, S., Dearden, G., Ouyang, H., *Finite-element modelling and updating of laser spot weld joint in a top-hat structure for dynamic analysis*, Proc. IMechE, Vol. 224, Part C: J. Mechanical Engineering Science, DOI: 10.1243/09544062JMES1787, pp. 851-861, 2009;
49. Irvine, T., *The damping characteristics of bolted and welded joints*, Vibrationdata, June 25, 2010;
50. Jadhav, P.N., *Vibration analysis plates with spot welded stiffeners*, International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology, Volume 3, Issue 1, ISSN: 2278-621, pp. 162-174, 2013;
51. Jena, P.K., Thatoi, D.N., Nanda, J., Parhi, D.R.K., *Effect of damage parameters on vibration signatures of a cantilever beam*, International Conference on Modelling, Optimisation and Computing (ICMOC 2012), Procedia Engineering 38 (2012), 3318-3330, 2012;
52. Katragadda, G., *Eddy current inspection of weld defects in tubing*, Retrospective Theses and Dissertations, Paper 16787, Iowa State University, 1992;
53. Kim, D-G., Lee, S-B., *Structural Damage Identification of a Cantilever Beam using Excitation Force Level Control*, Mechanical Systems and Signal Processing 24 (2010), pp. 1814-1830, DOI: 10.1016/j.ymssp.2010.02.007, Elsevier Ltd., 2010;
54. Krupa, J.M., Wojciechowski, W., *Studies of welded joints*, Archives of Foundry Engineering, Polish Academy of Sciences, ISSN 1897-3310, Volume 10, Special Issue 3/2010, pp. 195-200, 2010;
55. Kueger, U., *Weld Imperfections*, TALAT 4203, European Aluminium Association, 1994;
56. Leonard, A.J., Lockyer, S.A., *Flaws in Friction Stir Welds*, 4th International Symposium on Friction Stir Welding, Park City, Utah, USA, 14-16 May 2003;
57. Lu, Y., *Real time defect detection in welds by ultrasonic means*, Retrospective Theses and Dissertations, Department of Materials Technology, Brunel University, Uxbridge, Middlesex UB8 3PH, 1992;
58. Maghici, V., Flueraș, D., Romănu, R., Teodorescu, M., *Normativ privind calitatea îmbinărilor sudate din oțel ale construcțiilor civile, industriale și agricole Indicativ C 150-99*, Institutul Național de Cercetare și Dezvoltare pentru Construcții și Economia Con-

strucțiilor - Filiala Timișoara, Institutul de Sudură și Încercări de Materiale Timișoara, 2000;

59. Matveev, V.V., Boginich, O.E., *Approximate analytical method for determining the vibration-diagnostic parameter indicating the presence at super- and subharmonic resonances*, Strength of Materials, Vol. 42, No. 5, 2010, Springer Science + Business Media, Inc., 2010;
60. Meola, C., Squillace, A., Memola, F., Minutolo, C., Morace, R.E., *Analysis of stainless steel welded joints: a comparison between destructive and non-destructive techniques*, Journal of Materials Processing Technology, Volumes 155-156, pp. 1893-1899, 2004;
61. Minda F.P., Praisach Z-I., Minda A.A., Gillich G-R., *Methods of interpreting the Results of Vibration Measurements to Locate Damages in Beams*, Applied Mechanics and Materials Vol. 430,(2013), pp. 84-89, (2013) Trans Tech Publications, Switzerland, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.430.84, 2013;
62. Mitulețu, I.C., Gillich, N., Nițescu, C.N., Chincel, C.P., *A multi-resolution based method to precise identify the natural frequencies of beams with application in damage detection*, Journal of Physics: Conference Series, Volume 628 (2015), 11th International Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS 2015), IOP Publishing, doi: 10.1088/1742-6596/628/1/012020; 2015;
63. Mitulețu, I.C., Nițescu, C., Gillich, N., *Finding natural frequencies with high accuracy by applying sound excitation*, International Conference on Structural Engineering Dynamics (ICEDyn 2017), 3-5 July 2017, Ericeira, Portugal, Art. 012;
64. Morassi, A., Vestroni, F., *Dynamic Methods for Damage Detection in Structures*, Springer Wien New York, 2008;
65. Nacereddine, N., Zelmat, M., Belaiifa, S.S., Tridi, M., *Weld defect detection in industrial radiography based digital image processing*, 3rd International Conference: Sciences Of Electronic, Technologies Of Information And Telecommunications, March 27-31, 2005, Tunisia, SETIT 2005;
66. Nacy, S.M., Alsahib, N.K., Mustafa, F.F., *Vibration analysis of plates with spot welded stiffeners*, Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, Volume 3, No. 4, ISSN: 1995-665, pp. 272-279, 2009;
67. Nițescu, C.N., Gillich, G-R., Wahab, M.A., Mănescu, T., Korka, Z.I., *Damage severity estimation from the global stiffness decrease*, Journal of Physics: Conference Series, 12th International Conference on Damage Assessment of Structures, IOP Conf. series: Journal of Physisc: Conf. Series 842 (2017) 012034, doi: 10.1088/1742-6596/842/1/012034; 2017;
68. Nițescu, C.N., Korka, Z.I., Gillich, G-R., *Experimental procedure to assess damages of weld beams*, Analele Universității Eftimie Murgu, Vol. XXIII, 2017;
69. Palmonella, M., Friswell, M.I., Mares, C., Mottershead, J.E., *Improving spot weld models in structural dynamics*, Proceedings of DETC'03, ASME 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Chicago, Illinois, USA, 2003;
70. Patil, D.V., Sankpal, G.A., *A review on effect of spot weld parameters on spot weld strength*, International Journal of Engineering Development and Research (IJEDR), Volume 3, Issue 1, ISSN: 2321-9939, 2014;
71. Păduraru, L., Gillich, G.R., Tufoi, M., *Modificarea distribuției tensiunilor în zona defectului și efectul acesteia asupra frecvențelor proprii ale grinzii*, A XVII-a Conferință

- internațională - multidisciplinară "Profesorul Dorin Pavel - fondatorul hidroenergeticii românești", Sebeș, 2017;
72. Peeters, B., *System identification and damage detection in civil engineering*, Ph.D. thesis, Leuven, Belgium, 2000;
 73. Praisach Z-I., Gillich G-R., Protocsil C., Muntean F., *Evaluation of Crack Depth in Beams for known Damage Location based on Vibration Mode Analysis*, Applied Mechanics and Materials Vol. 430,(2013), pp. 90-94, (2013) Trans Tech Publications, Switzerland, doi:10.4028/www.scietific.net/AMM.430.90, 2013;
 74. Praisach, Z.I., Minda, P.F., Gillich, G.R., Minda, A.A., *Superposition principle applied to beam with defects using natural frequencies*, Recent advantages in signal processing, computational geometry and system theory, Florența, Italia, 2011;
 75. Praisach, Z.I., Gillich, G.R., Amariei, D., *Detection of multiple cracks in beams using the superposition property*, Proceedings of the Eleventh International Conference on Computational Structures Technology, Paper 77, Dubrovnik, Croatia, 2012;
 76. Praisach, Z.I., Gillich, G.R., Birdeanu, D.E., *Considerations on Natural Frequency Changes in Damaged Cantilever Beams Using FEM*, Conference: 3rd WSEAS International Conference on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology/International Conference on Geography and Geology Location: Corfu Island, Greece, Date: JUL 22-24, 2010, Latest Trends on Engineering Mechanics, Structures, Engineering Geology, Book Series: Mathematics and Computers in Science and Engineering, Pages: 214-219, 2010;
 77. Radeș, M., *Vibrații mecanice*, Ed. Printech, 2008;
 78. Rao, P.S., Ratman, Ch., *Experimental and analytical modal analysis of welded structures used for vibration based damage identification*, Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering, Volume 12, Issue 1, Version 1.0, ISSN: 2249-4596, 2012;
 79. Richardson, M.H., Mannan, M.A., *Remote Detection and Location of Structural Faults Using Modal Parameters*, Proc. of the 10th International Modal Analysis Conference, pp. 502–507, 1992;
 80. Sakaris, C.S., Sakellariou, J.S., Fassois, S.D., *Vibration-based damage precise localization in three-dimensional structures: Single versus multiple response measurements*, Structural Health Monitoring 14(3), pp. 300-314, DOI: 10.1177/1475921714564807, Sage Publication, 2015;
 81. Sayyad, F.B., Khan, S.A., *Approximate analytical method for damage detection in free-free beam by measurement axial vibrations*, International Journal of Damage Mechanics, 22(I), 2012, pp. 133-142, 2012;
 82. Schubert C.M.K, Greenwell, B.M., DeSimio, M.P., Derriso, M.M., *The probability of detection for structural health monitoring systems: Repeat measures data*, Structural Health Monitoring 14(3), pp. 252-264, DOI: 10.1177/1475921714566530, Sage Publication, 2015;
 83. Schwartz, Ch., *Automatic Evaluation of Welded Joints Using Image Processing on Radiographs*. Conference, Proceedings American Institute of Physics, vol 657(1) pp. 689-694. March 27, 2003;
 84. Shiralkar, M., *LabVIEW Graphical Programming Course*, Rice University, Houston, Texas, 2007;
 85. Sorensen, C.D., Eagar, T.W., *Modeling of oscillations in partially penetrated weld pools*, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Volume 112, pp. 469-474, 1990;

86. Srinivas, V., Ramanjaneyulu, K., Jeyasehar, C.A., *Multi-stage approach for structural damage identification using modal strain energy and evolutionary optimisation techniques*, Structural Health Monitoring, DOI: 10.1177/1475921710373291, 10(2) pp. 219-230, 2010;
87. Stanciu E., Frunzaverde D., Gillich G-R., Negru I., Tufoi M., *About the Influence of Butt Weld Joints Geometry on the Damage Detection Process*, Advanced Materials Research Vol 1111 (2015), pp. 13-18, (2015) Trans Tech Publications, Switzerland, doi: 10.4028/ www.scientific.net/AMR.1111.13, 2015;
88. Stanciu, E., Nițescu, C.N., Praisach, Z.I., Gillich, G-R., *Integrity evaluation concerning vibrations of a welded structure*, MATEC Web of Conferences 112, 03015 (2017), doi:10.1051/matecomf/201711203015, 2017
89. Stanieszewski, K., Sikora, S., Czuchryj, J., *Radiographic quality assesment of welded joints in building structures produced according to requirements of standard EN-1090-2, quality level "B +"*, Archives of Metallurgy and Materials, Volume 58, Issue 1, DOI: 10.2478/v10172-012-0158-5, Institute Of Welding, Poland, 2013;
90. Tokar, I.G., Zinkovskii, A.P., *Influence of the parameters of a local defect in a regular system on the range of eigenfrequencies of vibrations and the level of vibration stresses in elements of the same type*, Strength of materials, Vol. 42, No. 2, 2010, Springer Science + Business Media, Inc., 2010;
91. Turyk, E., Grobosz, W., Kuzio, T., Dudek, S., Riabcew, I.A., *Welding Imperfections in T-joints of Thin-walled Elements Made Using Mechanised TIG Welding with Filler Metal Wire*, Biuletyn Instytutu Spawalnictwa, No. 6/2015, DOI: 10.17727/ebis.20156/1, Poland, 2015;
92. Vaisak, V., Jason, C., Issac, J., Varghese, V.M., *Effect of welding residual stress on natural frequency of structures*, International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering (IJIRAE), Volume 1, Issue 10, ISSN: 2349-2163, pp. 459-462, 2014;
93. Viola, E., Bocchini, P., *Non-destructive parametric system identification and damage detection in truss structures by static tests*, Structure and Infrastructure Engineering, pp. 1-19, 2011;
94. Vișan, D., *Tehnologii de sudare*, Univeristatea "Dunărea de Jos", Galați, 2008;
95. Vural, M., *The differences between the strengths of quality levels of weld imperfections given in ISO 5817*, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, Volume 15, Issue 1-2, March-April 2006;
96. Wang, Y-Y., Liu, M., *A Comprehensive Update in the Evaluation of Pipeline Wled Defects*, Engineering Mechanics Corporation of Columbus , Ohio, USA, 2004;
97. Wei F., Qiao P., *Vibration-based Damage Identification Methods: A Review and Comparative Study*, Structural Health Monitoring, Vol. 10(1), pp. 83-111, DOI: 10.1177/1475921710365419, 2011;
98. Xu, B., Song, G., Masri, I S.F., *Damage detection for a frame structure model using vibration displacement measurement*, Structural Health Monitoring, 11(3), DOI: 10.1177/1475921711430437, pp. 281-292, 2011;
99. Xu C., Xu L., Zhou J., *Integral Lifting of a Three-Span Continuous Beam Bridge*, Journal of Performance of Constructed Facilities, American Societity of Civil Engineers, 2014;
100. Yahya, O.M.L., Miled, H.E., *Modeling of the impact of ultrasonic welding of harness on the terminals integrity*, SAE International, 2014;

101. Yan, G., De Stefano, A., Matta, E., Feng, R., *A novel approach to detecting breathing-fatigue cracks based on dynamic characteristics*, Journal of Sound and Vibration, 332 (2013), pp. 407-422, 2013;
102. Yan, Q., Ding, H., Chen, L., *Nonlinear dynamics of axially moving viscoelastic Timoshenko beam under parametric and external excitations*, Applied Mathematics and Mechanics, Engl. Ed., 36(8), 971-84 (2015), DOI: 10.1007/s10483-015-1966-7, Springer, 2015;
103. Yang, Y.P., Jung, G., Yancey, R., *Finite element modeling of vibration stress relief after welding*, American Society of Materials (ASM), 2005;
104. Yang, Z., Wang, L., *Structural Damage Detection by Changes in Natural Frequencies*, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol, 21 - February 2010, DOI: 10.1177/1045389X09350332, pp. 309-319, 2010;
105. Yahya, O.M.L., Miled, H.E., *Modeling of the impact of ultrasonic welding of harness on the terminals integrity*, SAE International, 2014;
106. Yau J-D., *Resonance of continuous bridges due to high speed trains*, Jouirnal of Marine Sciene and Technology, Vol. 9, No. 1, pp. 14-20, 2001;
107. Yesilce Y., *Free and forced vibrations of an axially-loaded Timoshenko multi-span beam carrying a number o various concentrated elements*, Shock and Vibrations 19 (2012) 735-752, DOI 10.3233/SAV-2012-0665, IOS Pres, 2012;
108. Yesilce Y., *Free Vibration Analysis of the Axial-Loaded Timoshenko Multiple-Step Beam Carrying Multiple Elasti -Supported Rigid Bars*, Pamukkale Universitesi, Muhendislik Bilimleri Dergisi, Vol 8, No. 3, pp. 183-197, 2012;
109. Yesilce Y., Demirdag O., Catal S., *Free vibration of a multi-span Timoshenko beam carrying multiple spring-mass systems*, Sadhana Vol. 33, Part. 4, August 2008, pp. 385-401, 2008;
110. Yoon, H-I., Son, I-S., Ahn, S-J., *Free Vibration Analysis of Euler-Bernoulli Beam with Double Cracks*, Journal of Mechanical Science and Technology 21 (2007), pp. 476-485, 2007;
111. Zhang, X., Kan, J., *Influence of welding on modal parameters of stump cutter shaft*, DOI: 10.5013/IJSSST, ISSN: 1473-804, pp. 15.1-15.7, 2015;
112. Zhao, X.C., Zhang, Y.D., Zhang, H.W., Wu, Q., *Simulation of vibration stress relief after welding based on FEM*, ACTA Metallurgica Sinica, Vol. 21, No.4, pp. 289-294, 2008;
113. Zerbst, U., *Fracture and crack propagation in weldments. A fracture mechanics perspective*, BAM, Berlin, 2013;
114. Zhu, X., Li, T.Y., Zhao Y., Liu, J.X., *Structural power flow analysis of Timoshenko beam with an open crack*, Journal of Sound and Vibration, 297 (2006), pp. 215-226, 2006;
115. * * *, *API 1104: Standard for Welding Pipelines and Related Facilities*, American Petroleum Institute, 49 CFR 195.214(a), 19th Edition, 2001;
116. * * *, *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section XI, Appendix H*, 1992 Edition, July 1992;
117. * * *, *Guidebook for the fabrication of non-destructive testing (NDT) test specimens*, International Atomic Energy, Vienna, Austria, 2001;
118. * * *, *ISO 5817: 2003, "Arc-welded joints in steel, nickel and nickel alloys, titanium and titanium alloys (except electron beam welds) – Guidance on quality levels for imperfections*;

119. * * *, *ISO 6520-1: Welding and allied processes - Classification of geometric imperfections in metallic materials - Part 1: Fusion welding*;
120. * * *, *Non-Destructive Testing Images*, Indian Society of Non-Destructive Testing and Bagchi of NDT/India, 201403;
121. * * *, *PT CR 7/1-2003: Cerințe tehnice privind omologarea procedurilor de sudare folosite pentru executarea lucrărilor la instalațiile mecanice sub presiune și la instalațiile de ridicat*, Inspecția de Stat pentru Controlul Cazanelor, Recipientelor sub presiune și Instalațiilor de ridicat, 2003;
122. * * *, *Weld Defect Classification and Reporting Procedure*, ESKOM Group Technology Procedure, UI 36-1162, 2014;
123. * * *, *Weld Imperfections and Preventive Measures*, Kobe Steel Ltd., KOBELCO, Japan, 2015;
124. * * *, *ASTM E1316 Standard Terminology for Nondestructive Examinations*, Section V, 1198;
125. * * *, *SR EN ISO 4063 Sudare și procedee conexe. Nomenclatorul procedeeelor și numere de referință*; 2011;
126. * * *, *SR EN ISO 6947:2011, Sudare și procedee conexe. Poziții de sudare*; 2011;
127. * * *, *KISTLER Acceleration Type 8772.*, Kistler Group, Switzerland, 2008;
128. * * *, *NI 9234 Data Sheet*, National Instruments, USA, 2015;
129. * * *, *NI USB-9234 User Guide and Specifications*, National Instruments, 2008
130. * * *, *NI ENET-9234 Ethernet 4-Channel Accelerometer and Microphone Input*, National Instruments, USA, 2014;
131. * * *, *LabVIEW - Getting Started with LabVIEW*, , National Instruments, USA, 2013;
132. * * *, *LabVIEW - User Manual*, , National Instruments, USA, 2003;