

CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND OPTIMIZAREA IZOLĂRII FONICE ÎN TRANSPORTURILE FEROVIARE

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. Dan Simion STEPAN

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific:
Referenți științifici:

prof.univ.dr.ing. habil Ioana IONEL
prof.univ.dr.ing. Marin BICĂ
prof.univ.dr.ing. Liviu Sevastian BOCÎI
prof.univ.dr.ing. Ioan NICOARĂ

Ziua susținerii tezei: 23.02.2009

UNIV. "POLITEHNICA"	
TIMIȘOARA	
BIBLIOTECA CENTRALĂ	
No. volum	660.162
Dulap	Lit.

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2009

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității în cadrul catedrei de Ingineria Transporturilor, Departamentul de Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi al Universității a Universității „Politehnica” din Timișoara. Activitatea de cercetare și experimentare s-a desfășurat în laboratorul de locomotive a Facultății de Mecanică, în unități de construcții și reparații material rulant din Timișoara, Arad și Drobeta Turnu Severin precum și în exploatare pe vehicule feroviare.

Lucrarea urmărește identificarea și reducerea nivelului poluării fonice în transporturile feroviare prin implementarea unor noi tehnologii de construcție, modernizare și exploatare a materialului rulant de cale ferată, deci se referă la soluții concrete pentru necesități reale.

Ca și concluzie generală a lucrării se demonstrează din punct de vedere teoretic și experimental avantajele utilizării unor structuri fonoabsorbante pentru reducerea poluării fonice atât în interiorul vehiculelor feroviare dar și în exterior, în zonele limitrofe căii ferate. Sunt analizate cauzele și căile de propagare a zgomotului precum și metodele de izolare fonică pentru reducerea zgomotului la nivelurile impuse de legislația în vigoare cât și de normele UIC privind transportul pe calea ferată.

Datorită faptului că de cele mai multe ori în cadrul simulărilor teoretice dar și în condiții de laborator nu pot fi cuprinse toate situațiile reale, în cadrul acestei teze s-a pus accentul pe efectuarea cercetării experimentale în condiții de trafic feroviar, pe toate tipurile de locomotive și vagoane din parcul CFR aflate la ora actuală în exploatare.

Mulțumiri deosebite se cuvin doamnei Prof. dr. ing. habil Ioana IONEL, conducătorului de doctorat, care mi-a acordat tot sprijinul cu generozitate și profesionalism, pe toată perioada stagiului de doctorat, în vederea achiziționării echipamentelor necesare, cât și pentru îndrumarea și coordonarea competentă pe parcursul redactării lucrării. De asemenea, îi mulțumesc doamnei profesoare și pentru șansa acordată de a studia în cadrul unei burse Erasmus, la Universitatea Tehnică din Braunschweig, Germania.

Îmi exprim recunoștința față de domnul Prof. dr. ing. Marin BICĂ de la Universitatea din Craiova, domnul Prof. dr. ing. Liviu Sevastian BOCÎI de la Universitatea „Aurel Vlaicu” din Arad și domnul Prof. dr. ing. Ioan NICOARĂ de la Universitatea „Politehnica” din Timișoara care mi-au revizuit lucrarea cu atenție și profesionalism, având astfel posibilitatea de a o perfecționa. Un cuvânt de mulțumire se cuvine și domnului predecan Prof. dr. ing. Dumitru Țucu în calitate de președinte al comisiei de susținere.

Mulțumesc pe această cale tuturor colegilor din catedra de Ingineria Transporturilor, din cadrul Departamentului de Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi cât și din Facultatea de Mecanică, în special domnului Decan Prof. dr. ing. Liviu BERETEU pentru ajutorul acordat.

Pentru îndrumarea deosebită de la începutul carierei didactice țin să mulțumesc colegilor de la Grupul Școlar Transporturi Căi Ferate din Timișoara condus de către domnul director prof. Marius Huzoiu.

Nu în ultimul rând, îmi exprim recunoștința față de familia și prietenii mei care mi-au fost alături, sprijinindu-mă de-a lungul întregii perioade de formare profesională.

Timișoara, 15 februarie 2009

Ing. Dan Simion STEPAN

STEPAN, Dan Simion

Cercetări teoretice și experimentale privind optimizarea izolării fonice în transporturile feroviare

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 52, Editura Politehnica, 2009, 246 pagini, 156 figuri, 34 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-834-3

Cuvinte cheie:

Unde elastice, poluare fonică, indicele de atenuare, frecvența limită, ecranare cu materiale fonoabsorbante, atenuatoare de zgomot, cale ferată, metode de combatere a poluării fonice.

Rezumat,

Tematica generală se referă la studiul efectelor poluării fonice în transporturile feroviare și a unor tehnologii de izolare fonică pentru vehiculele de cale ferată. Obiectivele stabilite constau în adoptarea unor noi soluții tehnice de izolare cu structuri fonoabsorbante în scopul reducerii nivelului de zgomot în interiorul vagoanelor și al locomotivelor, cât și spre exterior, în mediul ambiant.

Lucrarea abordează interdisciplinar o cercetare bazată pe studiul surselor de poluare fonică, a căilor de propagare a zgomotelor și a metodelor de combatere a zgomotelor. S-a realizat o sistematizare a stadiului actual al cunoașterii și o evaluare a tehnologiilor actuale, în scopul identificării celor mai eficiente metode de izolare fonică aplicabile în domeniul feroviar. Cercetarea teoretică a fost axată pe modelarea structurilor fonoabsorbante cu ecrane simple și duble și calculul indicilor de atenuare acustică și a frecvențelor limită la care aceste structuri intră în rezonanță. Tehnologiile de izolare fonică au fost aplicate în cadrul unor experimente pe un stand proiectat și executat de către autor. Astfel au fost supuse la încercări privind transmisia zgomotelor mai multe structuri fonoabsorbante din diverse materiale utilizate la izolarea fonică în exploatarea feroviară. Pentru realizarea unei baze de date reale au fost realizate măsurători în condiții reale de trafic feroviar, pe toate tipurile de vehicule aflate în exploatare la compania CFR. Se indică principalii parametri care definesc poluarea fonică în conformitate cu standardele naționale și internaționale în vigoare. De asemenea mai sunt analizate critic posibilitățile de reducere a poluării fonice la materialul rulant.

CUPRINS

1. NOȚIUNI INTRODUCTIVE PRIVIND TRANSPORTUL FEROVIAȚ	7
1.1. Generalități	7
1.2. Stadiul actual al dezvoltării transportului feroviar	8
1.3. Condiții tehnice impuse transportului feroviar	11
2. CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND UNDELE ELASTICE	18
2.1. Mărimi caracteristice undelor acustice	18
2.2. Elemente de acustică	23
2.2.1. Impedanța acustică specifică	23
2.2.2. Densitatea de energie acustică	25
2.2.3. Intensitatea acustică	27
2.2.4. Nivelul intensității sonore. Nivelul presiunii acustice	28
2.3. Efectele zgomotului asupra oamenilor	29
2.4. Noțiuni generale privind factorii de poluare fonică la calea ferată	35
3. STUDII ASUPRA SURSELOR DE POLUARE FONICĂ LA MATERIALUL RULANT	39
3.1. Producerea și propagarea zgomotului	39
3.1.1. Tipuri de surse	39
3.1.2. Reflexia și refracția undelor elastice	41
3.1.3. Unde elastice staționare	44
3.2. Surse de zgomot la materialul rulant	45
3.2.1. Surse de zgomot exterioare	45
3.2.2. Surse de zgomot interioare	48
3.3. Producerea zgomotului de rostogolire	49
3.3.1. Modelul căii pe suport continuu cu un etaj elastic	51
3.3.2. Influența amortizării	57
3.3.3. Modelul căii pe suport continuu cu două etaje elastice	59
3.4. Modelarea cu element finit a căii de rulare	62
3.4.1. Cazul simulării pentru locomotiva 060 EA 5100 kW	62
3.4.2. Cazul simulării pentru locomotiva 621 EGM 2100 CP	67
4. METODE DE COMBATERE A ZGOMOTULUI	72
4.1. Construcția structurilor de izolare fonică la vehiculele feroviare ..	72
4.2. Izolarea acustică cu ecran simplu	74
4.2.1. Propagarea undelor elastice printr-un ecran simplu	78
4.2.2. Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru ecrane simple	81
4.2.2.1. Ecran simplu din sticlă	81
4.2.2.2. Ecran simplu din PFL	84
4.2.2.3. Ecran simplu din oțel	87
4.2.3. Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru ecrane simple cu propagare sub unghiuri de incidență	90
4.2.3.1. Ecran simplu din sticlă, incidență oblică	91

4.2.3.2. Ecran simplu din PFL, incidență oblică	102
4.2.3.3. Ecran simplu din oțel, propagare sub unghi de incidență	112
4.3. Izolarea cu ecrane duble	117
4.3.1. Ecran dublu oțel – PFL pentru podea	121
4.3.2. Ecran dublu oțel - PFL pentru perete	124
4.3.3. Ecran dublu sticlă - sticlă distanțate la 10 mm	127
4.4. Timpul de reverberație	131
4.5. Câmpurile acustice direct și reverberant	132
4.6. Tehnologii de izolare fonică la construcția și modernizarea vehiculelor	135
4.6.1. Materiale fonoabsorbante	135
4.6.2. Structuri fonoabsorbante	138
4.6.3. Atenuatoare de zgomot	143
4.7. Metode de protecție fonică	145
4.7.1. Metode de combatere a zgomotului la rulare pe calea ferată	145
4.7.2. Măsurile de combatere a zgomotului la interior vehiculelor	151
4.7.3. Protecția mediului înconjurător	161
5. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND IZOLAREA FONICĂ LA VEhicULELE FERoviARE	165
5.1. Metode de măsurare a zgomotului	165
5.1.1. Acustică. Măsurarea și evaluarea expunerii la zgomot	165
5.1.2. Măsurarea zgomotelor emise de vehicule care circulă pe șine	169
5.1.3. Aparatura de măsurare	170
5.1.4. Măsurarea zgomotului în interiorul vehiculelor care circulă pe șine	172
5.1.5. Determinarea în situ a pierderii prin inserție a tuturor tipurilor de ecrane antizgomot, în mediul exterior	173
5.2. Instrumente de măsurare a zgomotului	174
5.3. Determinarea caracteristicilor acustice în laborator	179
5.4. Măsurători în trafic feroviar	182
5.4.1. Măsurători pe vehicule motoare	182
5.4.2. Măsurători pe vehicule remorcate	210
6. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	231
6.1. Concluzii generale	231
6.2. Contribuții personale	232
LISTĂ FIGURI	234
LISTĂ TABELE	238
NOTAȚII	239
BIBLIOGRAFIE	240

1. NOȚIUNI INTRODUCTIVE PRIVIND TRANSPORTUL FERVIAR

1.1. Generalități

Transportul feroviar, apărut odată cu revoluția industrială datorită creșterii volumului de mărfuri și a intensificării traficului de persoane, deține la ora actuală cea mai mare pondere în cadrul sistemului unitar al transporturilor ceea ce face ca pe plan mondial să se pună un deosebit accent pe protecția împotriva poluării fonice.

Creșterea eficienței în transportul pe calea ferată trebuie asigurată atât printr-o infrastructură corespunzătoare, cât și prin oferirea unor servicii competitive față de celelalte sisteme de transport.

Studiul poluării fonice constituie subiectul acestei teze de doctorat care cuprinde șase capitole.

În primul capitol se prezintă stadiul actual al dezvoltării transportului feroviar în contextul conectării rețelei feroviare din România la sistemul european de transport. Sunt prezentate obiectivele principale care stau la baza strategiilor de dezvoltare a transportului feroviar pe termen mediu și lung atât pentru traficul de călători cât și pentru cel de marfă. De asemenea, sunt analizați factorii de care depinde asigurarea interoperabilității rețelei feroviare convenționale cu sistemele de transport european prin introducerea sistemelor de supraveghere și control.

Un obiectiv important îl constituie diminuarea impactului negativ asupra mediului înconjurător prin adoptarea unor măsuri concrete de stabilizare la un nivel scăzut al emisiilor poluante prin introducerea în exploatare a celor mai noi mijloace de transport cu randamente sporite și grad de poluare redus.

În capitolul al doilea sunt analizate elementele de acustică specifice care definesc gradul de poluare fonică și efectele zgomotelor asupra oamenilor, punându-se accent pe soluțiile tehnice care au drept obiectiv îmbunătățirea confortului în condiții de siguranță în exploatarea feroviară.

Capitolul al treilea are drept obiective studierea producerii și propagării zgomotelor, a surselor interioare și exterioare de zgomot la materialul rulant de cale ferată. Referitor la producerea zgomotului de rostogolire, sunt studiate diferite modele de căi pe suport continuu (cu un etaj, respectiv două etaje elastice). În scopul punerii în evidență a solicitărilor care determină radiația acustică a șinelor, este utilizată metoda modelării cu element finit a căii de rulare pentru linia cu traverse de lemn, respectiv cu traverse de beton.

În capitolul al patrulea sunt tratate metodele de combatere a zgomotului prin intermediul structurilor de izolare fonică, obiectivul acestui studiu fiind îmbunătățirea izolării fonice la vehiculele feroviare cu ajutorul acestor structuri.

Sunt prezentate tipurile de ecrane de protecție acustică și caracteristicile lor privind frecvențele de rezonanță și indicii de atenuare pentru diverse materiale. De asemenea, sunt descrise și tehnologiile de izolare fonică la construcția sau modernizarea vehiculelor feroviare: materiale și structuri fonoabsorbante, atenuatoare de zgomot.

Capitolul al cincilea are drept obiectiv analizarea și interpretarea rezultatelor măsurărilor efectuate în traficul feroviar pe vehicule motoare și pe vehicule remorcate.

Acest capitol cuprinde cercetările experimentale privind izolarea fonică la vehiculele feroviare: metodele și instrumentele de măsurare a zgomotului, determinarea caracteristicilor acustice în laborator și măsurătorile în traficul feroviar. Sunt analizate standardele în vigoare referitoare la condițiile de executare a măsurărilor, fiind prezentate și condițiile tehnice pe care trebuie să le îndeplinească instrumentele de măsură. Sunt descrise încercările efectuate pe standul de probă din laborator, în camera anecoidă, pentru diverse structuri de izolare.

În ultima parte a acestui capitol sunt redate măsurătorile realizate în trafic feroviar, pe vehicule motoare și pe vehicule remorcate, în mers și în staționare.

1.2. Stadiul actual al dezvoltării transportului feroviar

O infrastructură de transport eficientă, conectată la rețeaua europeană de transport, contribuie la creșterea competitivității economice, facilitează integrarea în economia europeană și permite dezvoltarea de noi activități pe piața internă. Politica în domeniul transporturilor urmărește obiectivele generale ale Cărții Albe publicată de Comisia Europeană în 2001: „Politica de transport european pentru 2010”.

Strategia transporturilor pornește de la premisa creșterii ponderii activității de transport în PIB de la 7 % în prezent la minimum 10 % în anul 2015.

De asemenea, ritmul mediu anual de creștere a volumului total de transport, exprimat prin tone transportate, va fi cu 2 – 3 % mai mare decât ritmul mediu de creștere a PIB-ului, ceea ce înseamnă că la un ritm mediu anual al PIB-ului de 5 %, activitatea de transport va crește cu 7 – 8 % pe an.

Dezvoltarea infrastructurii de transport joacă un rol important în integrarea pieței interne și sprijină punerea în valoare a poziției geografice a României ca zonă de tranzit, aflată la intersecția mai multor coridoare de transport transeuropene.

România prin poziția sa geografică, trebuie să atragă investiții în infrastructură și în servicii din domeniul transporturilor. Dezvoltarea infrastructurii de transport va spori accesibilitatea regiunilor mai puțin dezvoltate, atât la zone situate în interiorul cât și în afara granițelor țării, îmbunătățind astfel flexibilitatea pieței forței de muncă și competitivitatea economică a regiunilor ce beneficiază de proiecte de dezvoltare.

Un avantaj îl reprezintă distribuția relativ armonioasă a infrastructurii de transport pe teritoriul național. Este însă necesară demararea unor acțiuni susținute pentru a dezvolta transportul multimodal, care să permită transportul materiilor prime și al mărfurilor la costuri scăzute. Ca urmare, prioritatea este stabilirea unui echilibru între transportul feroviar respectiv cel rutier sau naval (maritim și fluvial) prin interconectarea lor. Astfel se speră eficientizarea în privința costurilor de transport, mai ales pe distanțe medii și lungi, o reducere a poluării mediului precum și o siguranță mai mare datorită transportului pe calea ferată.

Dezvoltarea transportului rutier și alinierea la standardele europene impune o serie de restricții în privința utilizării infrastructurii datorită factorilor poluanți cât și a riscurilor de accidente. Pentru viitor se prevede introducerea transportului RO-LA, la care vehiculul rutier este îmbarcat direct pe vagon, sau a celui containerizat, pe vagoane platformă.

La nivelul Uniunii Europene, obiectivul principal pentru perioada 2007-2013 este creșterea transportului feroviar de călători de la 6% la 10% și pentru transportul de mărfuri pe calea ferată de la 8% la 15% . Căilor Ferate Române le revine rolul de a integra infrastructura feroviară națională în parametri tehnici și operaționali de nivel european, pentru a fi parte compatibilă și interoperabilă a viitoarei rețele feroviare transe europene.

Dezvoltarea infrastructurii de transport (fig.1.1) reprezintă o condiție necesară pentru implementarea cu succes și a celorlalte priorități de dezvoltare ale României pentru perioada 2007-2013. Se țintesc punctual creșterea mobilității persoanelor și a mărfurilor, integrarea poliilor regionali de creștere cu rețeaua trans-europeană de transport, combaterea izolării zonelor subdezvoltate și, nu în ultimul rând, dezvoltarea infrastructurii de transport regionale și locale.

Obiectivul general este asigurarea infrastructurii de bază și conexe și a condițiilor necesare pentru dezvoltarea durabilă a economiei și îmbunătățirea calității vieții. Atingerea acestui obiectiv va contribui în mod direct la creșterea economică a României prin impactul pozitiv al relansării cererii pe termen scurt și, indirect, prin influența ofertei de transport asupra structurii costurilor la agenții economici, integrarea economiei românești în economia mondială și stimularea creșterii fluxurilor transfrontaliere de persoane și bunuri.

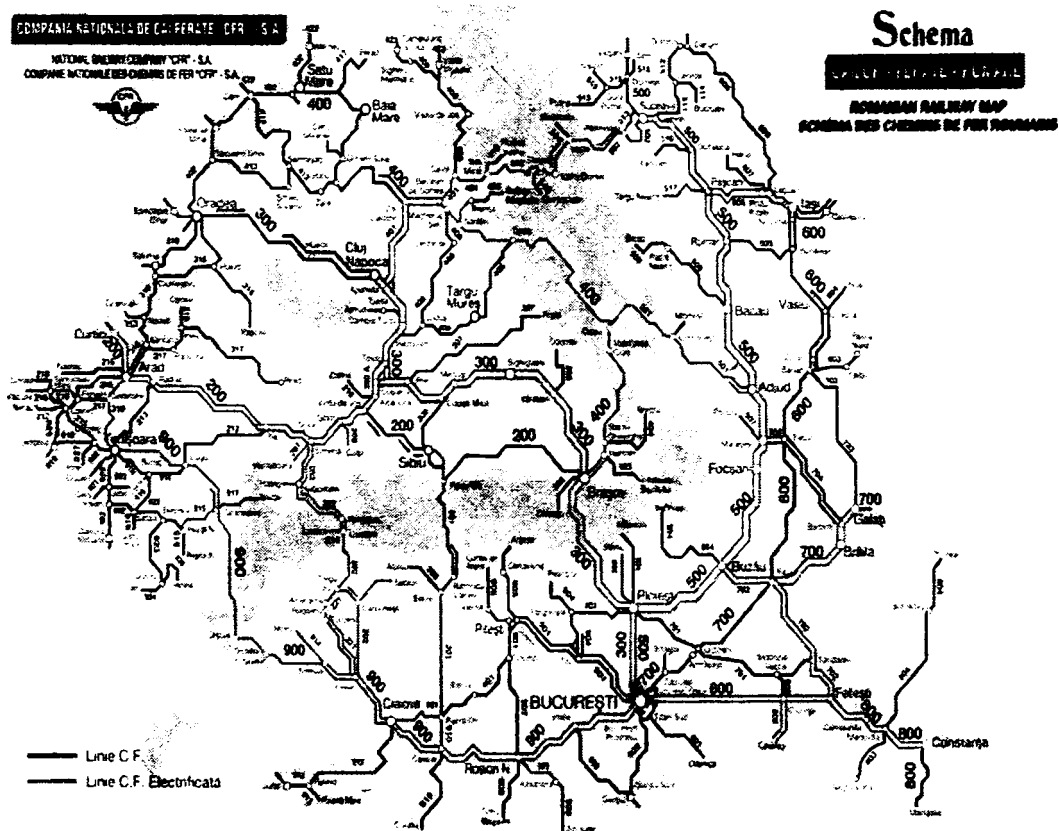


Fig. 1.1. Structura feroviară a rețelei CFR [73]

Pentru rețeaua de căi ferate se va urmări, în principal, reabilitarea infrastructurii feroviare în vederea sporirii atractivității transportului feroviar prin creșterea vitezei de circulație, pe secțiunile aparținând rețelei interoperabile (rețeaua TEN -T, coridoarele paneuropene IV și IX), la 160 km/h pentru trenurile de călători și 120 km/h pentru trenurile de marfă (fig. 1.2).



Fig. 1.2. Coridoarele pan-europene cu tranzit prin România [5]

De asemenea, se va avea în vedere și asigurarea interoperabilității rețelei feroviare convenționale (cea cuprinsă în rețeaua TEN-T, de-a lungul Coridoarelor Pan Europene IV și IX ce traversează România, ca și în Acordurile internaționale la care România a aderat, cum sunt: TER, AGC, AGTC) cu sistemele de transport feroviar european prin introducerea în cale și la bordul materialului rulant motor a elementelor necesare sistemului de supraveghere ETCS, modernizarea instalațiilor de centralizare a stațiilor de cale ferată prin introducerea instalațiilor electronice de centralizare, dezvoltarea sistemului informatic pentru toate stațiile de cale ferată situate pe rețeaua feroviară interoperabilă din România, dezvoltarea rețelei de telecomunicații pentru asigurarea suportului de transmisie de date și implementarea

sistemelor informatice feroviare în toate stațiile de cale ferată situate pe infrastructura feroviară interoperabilă din România, implementarea centrului național de dirijare centralizată a traficului feroviar pe teritoriul României, rețehnologizarea instalațiilor de energo-alimentare a liniei de contact. Totodată, se impune elaborarea de proiecte privind traseul rețelei și stațiile de cale ferată aferente rețelei de mare viteză din România, pentru conectarea rețelei feroviare românești la rețeaua europeană de mare viteză.

Dezvoltarea durabilă se va concretiza în diminuarea impactului transport-mediului și stabilizarea la un nivel scăzut a emisiilor și agenților poluanți rezultați din activitățile de transport și conexe. Se au în vedere angajamentele asumate în cursul negocierilor pe Capitolul 9 „Politica în domeniul transporturilor”, precum și în tratatele și acordurile internaționale la care România și/sau UE sunt parte (Convenția Cadru a ONU asupra schimbărilor climatice din 1992, Protocolul de la Kyoto din 1997, Convenția de la Geneva asupra poluării transfrontaliere a aerului etc.) și va fi urmărită o colaborare permanentă cu autoritățile din domeniul protecției mediului înconjurător. Va fi avut în vedere obiectivul de reducere a emisiilor cu efect de seră cu 5 % față de nivelul din 1990 în perioada 2008-2012.

Procesul de dezvoltare durabilă vizează realizarea graduală a unor infrastructuri nepoluante (“prietenoase”) și eficiente, coroborat cu cerințele de compatibilitate cu infrastructura europeană și globală. Atingerea acestui obiectiv se va realiza prin extinderea transporturilor combinate și intermodale prin folosirea unui material rulant specializat, cu performanțe ridicate privind consumul de energie și de afectare a mediului, introducerea gestiunii centralizate a traficului de marfă (platforme intermodale), utilizarea de mijloace de transport performante tehnic și operațional, crearea condițiilor de izolare acustică (perdele forestiere de protecție sau structuri fonoabsorbante). [69]

În etapa următoare, se are în vedere introducerea serviciilor integrate pe baze logistice în transporturi, creșterea utilizării tracțiunii electrice a trenurilor, realizarea de unități modulare la trenurile de marfă, extinderea utilizării ramelor electrice și diesel în transportul feroviar de călători, inclusiv prin extinderea rețelei feroviare electrificate.

Îmbunătățirea calității infrastructurii feroviare convenționale și a materialului rulant conduc la sporirea atractivității modului de transport feroviar, încadrându-se în obiectivul principal al Uniunii Europene pentru perioada 2007-2013 de a revigora sistemul de transport feroviar, oferind o alternativă nepoluantă, mai sigură din punctul de vedere al integrității mărfurilor și călătorilor transportați, față de alte moduri de transport.

O atenție deosebită trebuie acordată prevederilor „Cărții Verzi asupra acțiunii împotriva zgomotului”, prin eliminarea și atenuarea emisiilor de zgomot de la sursă și protejării sănătății publice împotriva acestuia.

Înnoirea parcului de material rulant feroviar reprezintă una dintre căile de a atinge obiectivul instituirii unui transport durabil. Această măsură, ce conține componente tehnice, economice și legislative, va asigura o sporire a siguranței în exploatare, reducerea tuturor factorilor de poluare, în special fonică și chimică, randamente energetice sporite precum și un confort sporit.

1.3. Condiții tehnice impuse transportului feroviar

Dintre toate mijloacele de transport inventate și dezvoltate de-a lungul istoriei cea mai rapidă dezvoltare a cunoscut-o transportul feroviar. Calea ferată

apare în primele decenii ale secolului al XIX-lea, impunându-se treptat dar într-un ritm accelerat în aproape toate țările lumii.

La începutul secolului XX transportul feroviar devine cel mai important mijloc de transport terestru atât pentru persoane cât și pentru mărfuri. Materialul rulant utilizat până în prezent a cunoscut cea mai mare diversificare comparativ cu orice alt mijloc de transport, datorită și evoluției tehnicii care s-a reflectat în performanțele vehiculelor feroviare.

Din punct de vedere tehnic, organizatoric și social calea ferată reprezintă cel mai complex sistem de transport existent la ora actuală. Transportul pe calea ferată deține cea mai mare pondere în „sistemul unitar de transport” la nivel național respectiv internațional.

În momentul de față cel mai rentabil sistem de transport terestru este cel feroviar clasic (roată – șină), utilizând tracțiunea diesel respectiv electrică. Acest lucru se reflectă și în faptul că toate administrațiile de cale ferată investesc cel mai mult în construcția și exploatarea trenurilor de viteze și capacități mari, care față de celelalte mijloace de transport au următoarele avantaje:

- siguranță pe toată durata de exploatare;
- fiabilitate a materialului rulant respectiv a sistemelor de control, comandă și siguranță comparativ cu celelalte sisteme de transport;
- interoperabilitate cu alte sisteme de transport prin legături în terminale specializate;
- rentabilitate economică pentru un trafic ridicat;
- protecție față de mediu;
- cel mai ridicat confort pentru călători;
- capacitate de adaptare la schimbările tehnice, economice sau sociale.

Pe lângă avantajele enumerate anterior există și unele dezavantaje care impun o atenție deosebită încă din faza de construcție și până la exploatarea curentă. Calea de rulare reprezintă cea mai mare investiție în stadiul inițial dar și pentru întreținerea la parametri de exploatare.

Caracteristicile căii de rulare influențează în primul rând siguranța circulației, dar și capacitatea de transport, respectiv calitatea rulării.

Problemele legate de calitatea rulării se reflectă în normele tot mai restrictive impuse pentru construcția materialului rulant de cale ferată dar și în cazul infrastructurii respectiv al suprastructurii. Toate aceste elemente concură la dezvoltarea de noi tehnologii și soluții tehnice care să impună acest sistem de transport.

Pentru a răspunde cerințelor de pe segmentul transporturilor de mare capacitate, calea ferată este obligată să se adapteze schimbărilor tehnice, economice și sociale. Astfel sunt necesare investiții în infrastructură, instalații dar și în materialul rulant de toate categoriile. Se caută o adaptare cât mai rapidă a sistemului astfel încât cu investiții limitate de actualele condiții economice să se realizeze un transport flexibil dar de o calitate superioară.

La ora actuală investițiile sunt orientate pe două direcții:

- modernizarea mijloacelor de transport existente pentru a îmbunătățirea parametrilor tehnici de exploatare și adaptarea la condițiile de interoperabilitate cu alte sisteme;
- achiziționarea sau construcția unor vehicule de ultimă generație care prin calitățile tehnice să fie compatibile cu cerințelor de viitor stabilite la nivelul organizațiilor de transport feroviar.

Pe rețeaua C.F.R. se utilizează următoarele tipuri de unități motoare:

- locomotive diesel hidraulice 450 CP;

- locomotive diesel hidraulice 700 CP;
- locomotive diesel hidraulice 1250 CP;
- locomotive diesel electrice 1250 CP;
- locomotive diesel electrice 2100 CP (variante 060 DA și 060 DA1);
- locomotive diesel electrice EGM 621
- automotoare DESIRO;
- locomotive electrice 3400 kW (040 EC, 040 EC1);
- locomotive electrice 5100 kW (060 EA, 060 EA1 și 060 EA2);
- vehicule de uz special.

Unitățile remorcate sunt vagoanele de marfă și călători. Un accent deosebit se pune pe traficul de călători care trebuie să îndeplinească o serie de calități privind siguranța și confortul în exploatare. Astăzi în parcul activ al operatorului național de transport călători din numărul total de vagoane peste 65 % sunt uzate fizic și depășite moral, fapt ce impune înnoirea și modernizarea vagoanelor, astfel încât acestea să corespundă cerințelor de exploatare din punct de vedere al siguranței respectiv al protecției mediului.

În prezent pe plan european se manifestă un interes tot mai mare pentru transportul feroviar din următoarele considerente:

- eficiență energetică: pentru o tonă convențională consumul este de 6 ori mai mic decât la auto și de 3 ori mai mic comparativ cu avioanele comerciale;
- siguranță în circulație: instalații, echipamente, sisteme pe vehicule și cale;
- protecția mediului înconjurător: volumul poluanților/t marfă transportată reprezintă 10% față de celelalte mijloace;
- utilizarea eficientă a terenului: o linie ocupă 60% comparativ cu un drum cu 2 benzi;
- implicare socială: ofertă de transport pentru toate categoriile sociale.

Din punct de vedere al infrastructurii, rețelele de cale ferată sau dezvoltat neuniform datorită condițiilor economice, tehnice sau de altă natură. Astfel la nivel continental administrațiile de cale ferată au o structură foarte variată, ceea ce pune probleme în special pentru traficul feroviar internațional. La ora actuală în conformitate cu cerințele impuse de UIC se realizează o standardizare a căilor ferate mai ales în privința ecartamentului. S-a adoptat ecartamentul standard de 1435 mm, ecartament utilizat la majoritatea rețelilor feroviare din Europa.

O altă direcție de dezvoltare presupune construcția sau reabilitarea unor linii pentru viteze sporite sau chiar de mare viteză, astfel încât să se poată realiza un transport internațional în regim rapid. Pentru realizarea acestui deziderat sunt necesare investiții majore în infrastructura și suprastructura căii astfel încât să existe condițiile tehnice și de siguranță pentru rularea unor tonaje sporite, la viteze superioare. În graficul din figura 1.3 se indică comparativ structura căilor ferate în câteva țări din Uniunea Europeană care fac parte și din Uniunea Internațională a Căilor Ferate UIC.

Se remarcă o tendință de reabilitare și electrificare a magistrelor feroviare astfel încât să existe posibilitatea interconectării liniilor ce fac parte din coridoarele pan-europene, respectiv utilizarea tracțiunii electrice cu locomotive moderne de puteri mari. Se mai urmărește și dublarea liniilor de pe secțiile cu trafic intens astfel încât să crească capacitatea de circulație, precum și siguranța în exploatare.

În privința transportului de călători, situația din prezent impune o restructurare a transportului pe rețelele naționale, în contextul apariției operatorilor privați. Astfel, în România există operatorul național „CFR Călători” și o serie de

operatori privați care au închiriate secții de circulație neoperabile, în general liniile secundare cu trafic redus de pasageri.

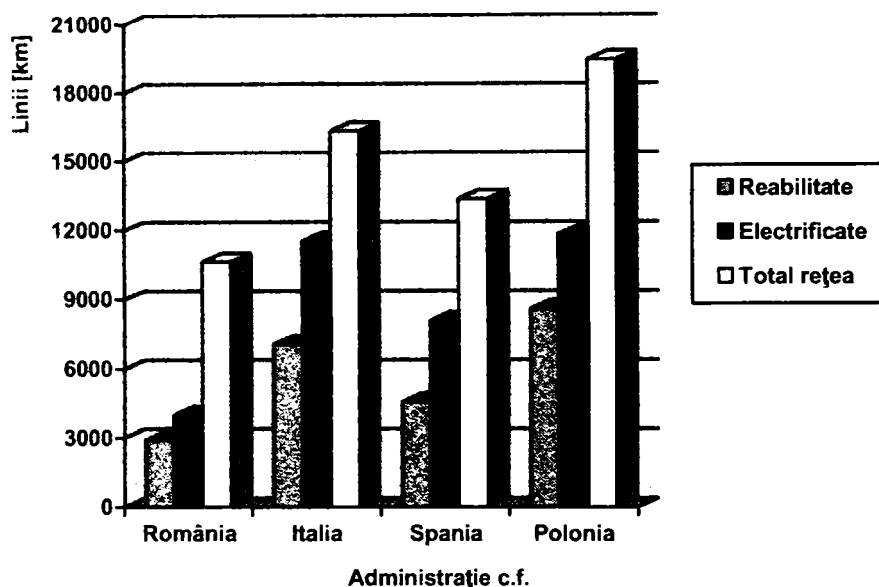


Fig. 1.3. Structura rețelelor feroviare pe categorii de linii

Se impune o strategie de dezvoltare a transportului feroviar în contextul integrării europene prin creșterea calității serviciilor oferite, adaptarea traficului de trenuri în funcție de cerințele locale sau regionale. Pe de altă parte, sunt necesare investiții majore în parcul de vagoane, datorită faptului că acesta este învechit într-o proporție care depășește 70 %. Construcția noilor vagoane trebuie să respecte noile standarde în vigoare la nivel european referitoare la siguranță, protecția mediului și confort.

În figura 1.4 este redată statistica realizată de către UIC cu privire la numărul total de călători transportați în ultimul an pe rețelele naționale de cale ferată.

În majoritatea țărilor europene, în ultima perioadă de timp se manifestă o tendință accentuată de utilizare a transportului feroviar în privința traficului regional și a celui internațional.

Transportul de marfă se dezvoltă într-un ritm accelerat astfel încât odată cu apariția operatorilor privați, este necesară schimbarea legislației din domeniul transporturilor pe calea ferată. Normele, reglementările, instrucțiunile de exploatare adoptate trebuie să impună condiții foarte stricte atât pentru utilizarea în comun a infrastructurii feroviare (siguranță, standardizare), cât și pentru protecția mediului față de toate riscurile majore specifice acestui tip de transport.

În fig. 1.5 este analizată ponderea volumului de marfă transportată pe operatori de transport marfă naționali sau privați care operează pe diferite rețele de cale ferată.

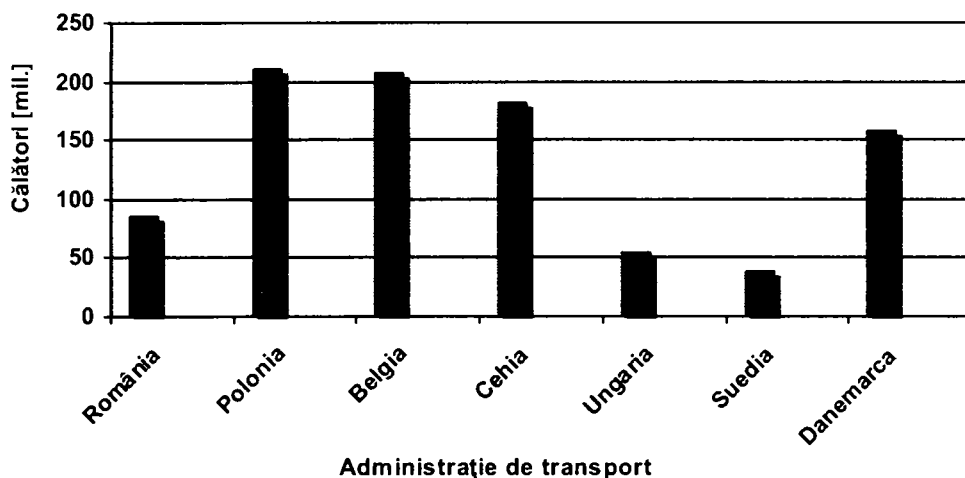


Fig. 1.4. Numărul pasagerilor transportați pe administrații de cale ferată

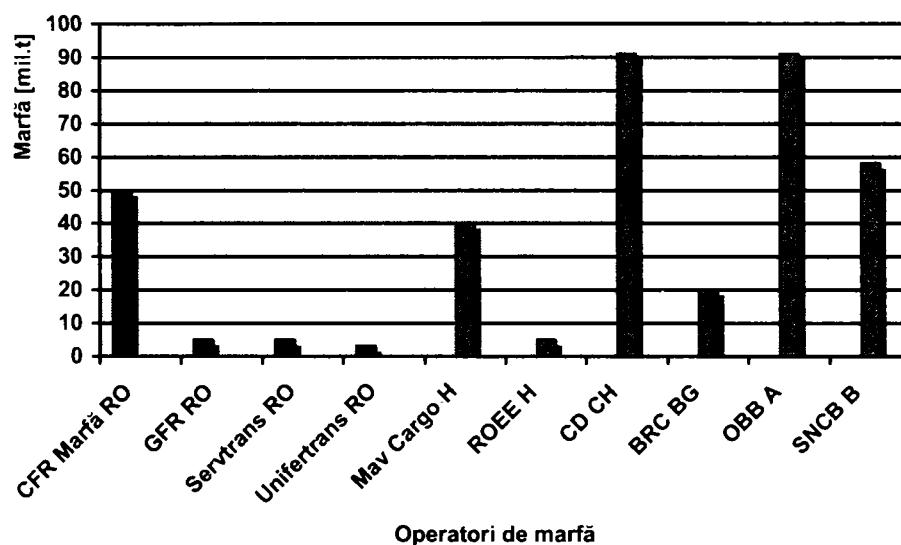


Fig. 1.5. Volumul de marfă transportat de operatori

Pentru creșterea eficienței în transporturi, se utilizează mai multe mijloace care interacționează între ele formând transportul combinat. Transportul feroviar se interconectează cu transportul rutier, cel fluvial sau maritim în terminale specializate. La ora actuală se pune un accent deosebit pe transportul multimodal, mai ales în cadrul schimburilor comerciale dintre state datorită siguranței în exploatare, volumului mare de mărfuri transportate cât și a eficienței economice. Din cauza infrastructurii rutiere slab dezvoltate și a traficului aglomerat din România, transportul greu de mărfuri pe distanțe lungi se face în condiții dificile, cu

timpi de parcurgere mari ceea ce impune implementarea sistemului de transport combinat de tip RO - LA (figura 1.6) sau cu feribotul.



Fig. 1.6. Terminal RO-LA

Prin utilizarea transportului combinat pe distanțe medii și lungi se obțin următoarele avantaje:

- siguranță sporită în exploatare;
- costuri de transport mai reduse decât în sistemul clasic cu transbordare de mărfuri;
- niveluri de poluare fonică și chimică scăzute;
- timpi de parcurs mai reduși comparativ cu transportul pe infrastructura rutieră.

În conformitate cu legislația europeană, toate activitățile din transporturi trebuie să respecte legislația europeană privind evaluarea și gestionarea zgomotului în mediul înconjurător. În cadrul politicii comunitare se prevăd norme foarte stricte pentru protecția sănătății și a mediului, iar protecția contra zgomotului este unul dintre obiectivele vizate. În prezent sunt stabilite norme și metode de evaluare a zgomotului din mediul înconjurător care permit definirea unor valori limită, exprimate în indicatori armonizați la nivel european.

Cartografierea strategică a zgomotului trebuie impusă în toate zonele de interes, astfel încât să existe o monitorizare permanentă a nivelurilor de poluare fonică, fapt ce permite în viitor adoptarea de măsuri ferme pentru combaterea zgomotului.

Valorile limită impuse de legislația statelor trebuie să aibă la bază principiul prevenției în scopul eliminării factorilor poluanți care prezintă efecte negative asupra oamenilor și a mediului înconjurător.

Decizia Consiliului CE 1999/468/CE din iunie 1999 prevede obiectivele ce trebuie îndeplinite pentru prevenirea și reducerea efectelor negative datorate expunerii la zgomote.

Dirjecțiile principale de acțiune vor fi:

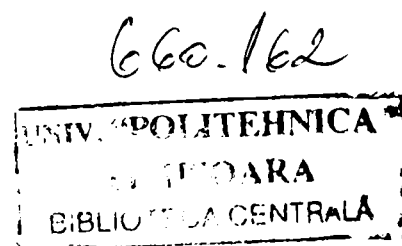
- determinarea expunerii la zgomote în mediul înconjurător cu ajutorul cartografierii nivelurilor de poluare fonică
- adoptarea de către statele membre, a planurilor de acțiune bazate pe rezultatele cartografierii zgomotului
- armonizarea legislațiilor naționale la nivel european, astfel încât să existe un cadru comun de acțiune împotriva poluării fonice

În viitorul apropiat la nivel național trebuie realizate hărțile strategice de zgomot pentru toate aglomerările urbane cu peste 250000 de locuitori, pentru toate căile ferate cu trafic mare, peste 60000 de treceri ale trenurilor pe an cât și pentru arterele rutiere cu trafic intens, mai mare de 6 milioane unități pe an.

Concluzie:

În condițiile actuale de transport, datorită factorilor de poluare cât și a costurilor ridicate de operare, se impune reanalizarea strategiilor de dezvoltare din domeniul transporturilor terestre. Sunt necesare acțiuni în vederea reducerii poluării de orice natură, creșterea siguranței în exploatare precum și reducerea costurilor de operare.

Toate măsurile adoptate la nivel național trebuie corelate cu legislația internațională astfel încât să se asigure o uniformizare în aplicarea reglementărilor comune de luptă contra poluării în domeniul transporturilor, construcțiilor și a mediului înconjurător.



2. CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND UNDELE ELASTICE

2. 1. Mărimi caracteristice undelor acustice

Oscilațiile produse de un punct material într-un anumit mediu se transmit particulelor aceluși mediu, care la rândul lor vor fi puse în mișcare, antrenând alte particulele învecinate. Oscilația inițială care a fost generată de sursă se va propaga din aproape în aproape, cu o anumită viteză finită. Undele elastice pot fi caracterizate prin: viteză, deplasare, presiune, temperatură, mediu de propagare etc.

Clasificarea undelor poate fi făcută după forma frontului de undă:

- unde sferice;
- unde plane;
- unde cilindrice.

Pentru studiul zgomotelor este necesar a fi studiate legile care descriu producerea și propagarea sunetelor. În timpul propagării într-un mediu, perturbația variază în raport de coordonatele spațio-temporale.

Această funcție poate fi o mărime scalară (presiunea unui gaz) sau vectorială (deplasare mecanică, etc.). Undele vectoriale pot fi longitudinale, dacă direcțiile mărimii vectoriale perturbate coincid cu direcția de propagare a undei sau transversale dacă mărimea vectorială perturbată este perpendiculară pe direcția de propagare. În gaze sau lichide undele elastice se pot propaga numai longitudinal, în medii solide se pot propaga atât longitudinal cât și transversal.

Mediile în care se propagă undele elastice pot fi definite astfel:

- omogene (caracteristicile mediului sunt constante);
- neomogene (caracteristicile se modifică în funcție de coordonate);
- izotrope (în toate direcțiile sunt echivalente);
- anizotrope (proprietățile sunt funcție de direcție);
- nedispersive (viteza de propagare a perturbațiilor este o constantă independentă de caracteristicile undei);
- dispersive (viteza de propagare a perturbațiilor depinde de caracteristicile undei);
- conservative (absorbția undelor este neglijabilă);
- disipative (în care absorbția undelor nu este neglijabilă);
- liniare (mediu în care apar suprapuneri de unde).

Sunetul reprezintă o vibrație a mediului elastic care produce senzații auditive. Un mediu omogen, izotrop, liniar, conservativ și nedispasiv este un mediu ideal. Într-un mediu elastic, omogen și izotrop, oscilațiile produse într-un punct la o sursă se vor propaga uniform în toate direcțiile, astfel încât la momente diferite fronturile undelor sunt suprafețe sferice concentrice. Direcția de propagare a undelor sau a fronturilor de undă, normală la suprafață este raza.

La distanță mare față de sursă de emisie, raza suprafeței sferice a undei devine tot mai mare, astfel că fronturile de undă pot fi considerate paralele între ele rezultând undele plane.

Procesul de propagare a unei unde longitudinale se reprezintă schematic în figura 2.1 la momentul $t = 0$, toate particulele mediului ocupă poziții de echilibru și sunt egal depărtate.

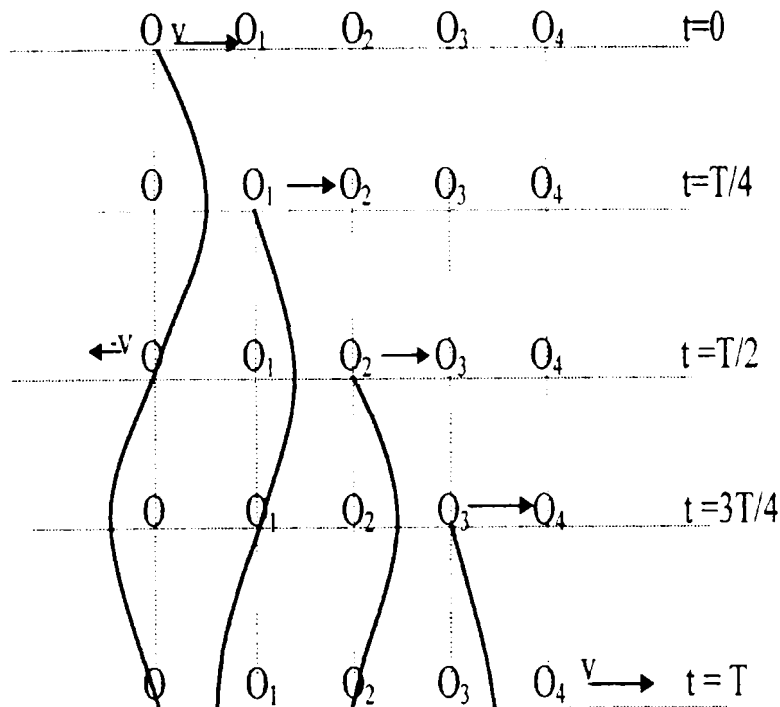


Fig. 2.1. Propagarea undelor longitudinal [113]

Se imprimă în acest moment o viteză v particulei din punctul O . După o perioadă $t = \frac{T}{4}$, particula s-a îndepărtat de poziția de echilibru la o distanță egală cu amplitudinea mișcării oscilatorii. Viteza în acest moment este nulă, sub acțiunea forțelor elastice ce acționează între particule, va avea o accelerație îndreptată spre poziția de echilibru.

În același moment, particula situată în punctul O_1 , aflată încă în echilibru primește viteza v . După încă o jumătate de perioadă, $t = \frac{T}{2}$, particula O a revenit în poziția de echilibru, având viteza v în sens contrar celei imprimate inițial. Particula O_1 are în acest moment elongația maximă, iar particula O_2 aflată în echilibru primește viteza v .

După $t = \frac{3T}{4}$ particula O are elongația A , particula O_1 ajunge din nou în poziție de echilibru, O_2 prezintă elongația maximă, iar lui O_3 i se imprimă viteza v . Se deduce astfel că undele longitudinale se apropie și se depărtează în mod succesiv, una în raport cu alta, astfel încât în mediu de propagare vor apărea comprimări, respectiv dilatări.

În cazul unei transversale schema de propagare este redată în figura 2.2.

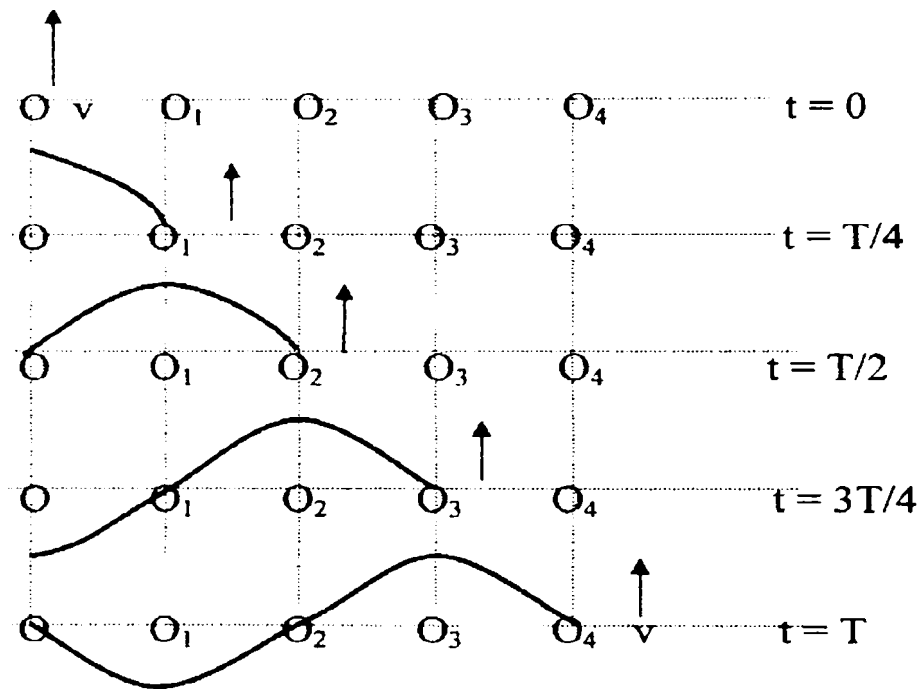


Fig. 2.2. Propagarea undelor transversal [113]

Pentru acest caz oscilațiile generate au loc pe o direcție perpendiculară pe cea de propagare. Proprietățile elastice ale unui mediu favorizează propagarea undelor. Viteza de propagare a undelor depinde în mare măsură de caracteristicile mediilor străbătute. Pentru undele longitudinale viteza se calculează cu relația:

$$v_l = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.1)$$

unde: E este modulul lui Young $\left[\frac{N}{m^2} \right]$

$\bar{\rho}$ densitatea mediului $\left[\frac{m^3}{kg} \right]$

Pentru undele cu propagare transversale se consideră:

$$v_t = \sqrt{\frac{\tau}{\rho}} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (2.2)$$

unde: τ este tensiunea din coardă.

Lungimea de undă se definește ca fiind distanța dintre două puncte ale mediului care oscilează în concordanță de fază.

$$\lambda = vT \quad (2.3)$$

unde: v este viteza de propagare și
 T - perioada de oscilație.

Faza undei este:

$$\varphi(x, t) = kx - \omega t + \varphi_0 \quad (2.4)$$

Faza sursei pentru $x = 0$ la momentul $t = 0$ faza inițială este:

$$\varphi_0 = \varphi(0,0) \quad (2.5)$$

Suprafața de undă care este locul geometric al punctelor de fază constantă:

$$\varphi(x, t) = kx - \omega t + \varphi_0 = \text{const.} \quad (2.6)$$

Pulsația (frecvența unghiulară) exprimă viteza de variație a fazei:

$$\omega = -\frac{d\varphi}{dt} \quad (2.7)$$

Viteza de fază este viteza de deplasare a suprafeței de undă pe direcția normalei la aceasta. Suprafața de undă se caracterizează astfel:

$$\varphi(x, t) = kx - \omega t + \varphi_0 = \text{const.} \quad (2.8)$$

$$v = \frac{dx}{dt} \quad (2.9)$$

Numărul de undă k este:

$$k = \frac{d\varphi}{dx} = \frac{\omega}{v} \quad (2.9)$$

Perioada T este intervalul de timp minim după care funcția de undă va avea valori similare cu cele inițiale. Funcția este periodică în spațiu și timp, perioada T fiind periodicitatea funcției Ψ în raport cu timpul.

$$\Psi(x, t) = \Psi(x, t + T) \quad (2.10)$$

Condiția este valabilă dacă diferența fazelor este de 2π

$$kx - \omega t + \varphi_0 - [kx - \omega(t + T) + \varphi_0] = 2\pi \quad (2.11)$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (2.11)$$

Frecvența:

$$\nu = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (2.12)$$

Intensitatea undei:

$$I = \Psi \cdot \Psi^* = A^2 \quad (2.13)$$

unde: Ψ^* este expresia complex conjugată a funcției de undă. Intensitatea undei reprezintă energia transportată prin unitatea de suprafață în unitatea de timp.

Densitatea de suprafață a fluxului energetic fiind o mărime vectorială definită:

$$\vec{j} = \frac{d}{dA_n} \frac{dW}{dt} \vec{n} \quad (2.14)$$

unde: dW energia transportată de undă în timp

dA_n - element de suprafață normală la direcția de propagare

\vec{n} - versorul direcției de propagare

Definirea zgomotului

Zgomotul este un sunet sau o combinație de sunete care au proprietatea de a produce o senzație auditivă neplăcută. Forma de propagare este de unde sonore care se caracterizează printr-un domeniu de frecvențe cuprins între 16 kHz și 20 kHz. Undele cu o frecvență sub valoarea de 16 kHz sunt numite unde infrasonore, iar cele cu frecvențe de peste 20 kHz sunt unde ultrasonore.

Propagarea undelor acustice printr-un mediu fluid, de exemplu aerul, este însoțită de mici variații ale presiunii în jurul valorii presiunii statice. Diferența dintre presiunea totală și presiunea statică definește presiunea acustică.

Caracteristic undelor acustice este faptul că particulele de mediu oscilează în jurul poziției de echilibru cu viteze mai mici decât viteza de propagare a undelor în mediul respectiv. Propagarea undelor acustice este dată de următoarele legi ale fizicii: legea de mișcare a fluidelor, legea continuității și relația ce se stabilește între densitatea mediului și presiunea acestuia în funcție de transformarea termică pe care o are mediul de propagare. Orice mediu de propagare pentru undele acustice se numește câmp acustic.

Considerând un fluid ideal (gaz), în regim adiabatic propagarea undelor poate fi dedusă cu ajutorul ecuației cu derivate parțiale:

$$\nabla^2 \psi = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2}, \quad (2.15)$$

unde:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.16)$$

$$c = \sqrt{\frac{k p_0}{\rho_0}} = \sqrt{k R T_0} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \text{ este viteza de propagare a sunetului} \quad (2.18)$$

unde: p_0 este presiunea statică, ρ_0 densitatea fluidului în repaus,

k - coeficientul adiabatic,

R - constanta gazului,

T_0 - temperatura absolută.

În condiții standard (temperatura aerului de 20°C, presiunea statică de 101325 Pa, densitatea de 1,2 kg/m³), și pentru un coeficient adiabatic $k = 1,4$ rezultă că sunetul se propagă cu o viteză de 342 m/s².

Viteza sunetului crește odată cu temperatura aerului, aspect ce influențează propagarea aerului prin straturi de aer cu temperaturi diferite.

Undele acustice se pot diferenția în funcție de frontul de undă, care reprezintă locul geometric al punctelor din mediu care se mișcă în fază. În general undele sonore produse de sursele de zgomot au fronturile de undă de forme complicate dar care, în anumite condiții pot fi approximate cu fronturi de undă ale unor unde remarcabile cum ar fi cele sferice sau plane. În cazul când frontul de undă este plan, perpendicular pe direcția de propagare, unda este plană [42].

Dacă unda acustică se propagă de-a lungul unei axe de referință, atunci componentele după celelalte axe vor fi nule. În acest caz ecuația va fi:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} \quad (2.19)$$

Soluția generală ce rezultă reprezintă o undă cu propagare în sens pozitiv pe axa considerată, undă progresivă iar cealaltă ce se propagă în sens negativ fiind o undă regresivă.

Pentru perturbația de tip sinusoidal soluția ecuației devine:

$$\bar{\psi}(x, t) = \bar{\psi}_p e^{j(\omega t - kx)} + \bar{\psi}_r e^{j(\omega t + kx)} \quad (2.20)$$

unde: $\bar{\Psi}_p$ este amplitudinea complexă a unei progresive;

Ψ_r - amplitudinea complexă a unei regresive;

ω - pulsația.

$$k = \frac{\omega}{c}, \quad (2.21)$$

unde k este număr de undă.

Distanța λ parcursă de un front de undă în decurs de o perioadă T se numește lungime de undă.

$$\lambda = cT \quad (2.22)$$

Stabilind legătura dintre perioada de oscilație a particulelor mediului T și pulsația ω , adică $T = 2\pi/\omega$, se deduce relația dintre lungimea de undă λ și numărul de undă k :

$$\lambda = \frac{2\pi}{k} = \frac{2\pi c}{\omega} \quad (2.23)$$

Se poate aprecia că lungimea de undă reprezintă perioada spațială. În aceste condiții numărul de undă este considerat ca reprezentând pulsația spațială.

Viteza de oscilație a particulelor unui mediu este dată de relația:

$$\bar{v}(x, t) = \frac{\partial \bar{\Psi}}{\partial x} = -jk \left[\bar{\Psi}_p e^{j(\omega t - kx)} - \bar{\Psi}_r e^{j(\omega t + kx)} \right] \quad (2.24)$$

unde: $\bar{v}_{p,r} = -jk \bar{\Psi}_{p,r}$ sunt amplitudinile complexe ale vitezei particulelor din undele progresive și regresivă.

Presiunea acustică este legată de potențialul de viteze prin aplicarea legii de mișcare:

$$\bar{p}(x, t) = \bar{p}_p e^{j(\omega t - kx)} + \bar{p}_r e^{j(\omega t + kx)} \quad (2.25)$$

în care: $\bar{p}_{p,r} = -j\omega \rho_0 \bar{\Psi}_{p,r}$ sunt amplitudinile complexe ale presiunii statice.

În cazul undelor oarecare, după parcurgerea unei distanțe suficient de mari față de sursa de emisie, aceasta poate fi aproximată ca fiind o undă plană.

Dacă undele sunt emise de o sursă punctiformă în toate direcțiile, fronturile de undă sunt sferice și concentrice, având centrul chiar în punctul de emisie. Potențialul de viteze nu depinde de unghiul azimut sau cel polar, fiind o funcție ce este dependentă numai de distanța polară. Ecuația undelor sferice este de forma:

$$\frac{\partial^2 (r \Psi_s)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 (r \Psi_s)}{\partial t^2} \quad (2.26)$$

unde: $\Psi_s(r, t)$ este potențialul de viteze al undei sferice.

În aceste condiții, rezultă două unde: o undă divergentă având viteza c de la sursă, iar a doua, convergentă cu propagare spre sursă.

2.2. Elemente de acustică

2.2.1. Impedanța acustică specifică

Propagarea undelor acustice printr-un mediu oarecare poate fi caracterizată de raportul dintre presiunea acustică și viteză, raport ce se numește impedanță acustică specifică.

$$Z_a = \frac{\bar{p}}{\bar{v}} \left[\frac{kg}{m^2 s} \right] \quad (2.27)$$

unde: p este presiunea acustică,
 v viteza de propagare a undei.

Impedanța acustică specifică este o mărime complexă deoarece, în general, presiunea acustică și viteza particulei sunt defazate între ele.

$$\bar{Z} = R_a + jX_a \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \right] \quad (2.28)$$

unde: R_a este rezistența acustică specifică,
 X_a - reactanța acustică specifică.

Impedanța acustică specifică depinde de forma frontului de undă. Într-un mediu străbătut de o undă plană progresivă, impedanța este o mărime reală ce depinde numai de proprietățile mediului.

$$\bar{Z}_a = \frac{\bar{p}(x, t)}{\bar{v}(x, t)} = \frac{\omega \rho_0}{k} = \rho_0 c \quad (2.29)$$

$\rho_0 c$ impedanța caracteristică a mediului parcurs de unda progresivă.

Impedanța caracteristică a mediului influențează fenomenele de reflexie și refracție ale undelor, fenomene care se produc la traversarea suprafeței de separare dintre două medii cu caracteristici diferite. Undele se propagă mai bine printr-un mediu cu impedanță mai mare. Acest aspect devine foarte important când se analizează problema izolării fonice, în cazul vehiculelor feroviare.

În tabelul 2.1 se prezintă diferite valori ale impedanțelor caracteristice pentru diferite medii de propagare a undelor acustice [84].

Tabelul 2.1

Natura mediului	Densitatea mediului [kg/m ³]	Viteza de propagare [m/s]	Impedanța caracteristică [kg/m ² s]
Aer la 20°C	1,2	342	411
Aer la 0°C	1,3	331	430
Apă	10 ³	1450	1450×10 ³
Brad	510	4700	2397×10 ³
Stejar	720	4100	2952×10 ³
Cauciuc	950	70	66,5×10 ³
Oțel	7900	5100	40290×10 ³
Sticlă	2400	6000	14400×10 ³

Pentru undele sferice, impedanța acustică specifică este o mărime complexă întrucât presiunea acustică nu este în fază cu viteza particulei.

$$\bar{Z}_{aS} = \frac{\bar{p}_S(r, t)}{\bar{v}_S(r, t)} = j \frac{\rho \omega r (1 - jkr)}{1 + (kr)^2} \quad (2.30)$$

unde: $\omega = ck$ se consideră partea reală (rezistența acustică specifică) și partea imaginară (reactanța acustică specifică)

$$\bar{Z}_{aS} = R_{aS} + jX_{aS} = \rho_0 c \frac{(kr)^2}{1 + (kr)^2} + j\rho_0 c \frac{kr}{1 + (kr)^2} \quad (2.31)$$

Cele două mărimi specifice diferă de impedanța caracteristică a mediului prin factorul:

$$\frac{(kr)^2}{1 + (kr)^2} \text{ pentru rezistența acustică specifică}$$

$$\frac{kr}{1 + (kr)^2} \text{ pentru reactanța acustică specifică}$$

La o distanță mare de sursa de emisie, în cazul undelor sferice cu frecvență mare, rezistența acustică specifică se apropie de valoarea impedanței caracteristice a mediului, iar reactanța acustică specifică devine neglijabilă.

Pentru domeniul frecvențelor mici, rezistența acustică specifică variază cu pătratul distanței, iar reactanța acustică specifică este direct proporțională cu distanța.

2.2.2. Densitatea de energie acustică

Densitatea de energie acustică este o perturbație a mediului ceea ce înseamnă că prin mediu se propagă energia mecanică ce provine de la sursa acustică. Energia care străbate mediul poate fi definită cu ajutorul unei mărimi specifice, numite densitate de energie acustică, care este raportul dintre cantitatea de energie acustică conținută de un volum dat și valoarea acelui volum.

Într-un punct oarecare situat în câmpul acustic densitatea instantanee de energie acustică este dată de următoarea relație:

$$e(t) = \frac{1}{2} \left(\rho_0 v^2(t) + \frac{p^2(t)}{\rho_0 c^2} \right) \left[\frac{J}{m^3} \right] \quad (2.32)$$

În relație primul termen corespunde energiei cinetice, al doilea termen corespunde energiei potențiale. Tot aici s-a presupus faptul că densitatea de energie acustică este dependentă de poziția punctului în care determină, de aceea nu au fost trecute și coordonatele punctului respectiv.

Atât pentru cazul unei plane cât și pentru cazul unei sferice, densitatea medie de energie acustică este proporțională cu presiunea medie pătratică. Astfel spus, presiunea acustică medie pătratică reflectă conținutul energetic al câmpului sonor.

În cazul unei unde plane progresive, presiunea acustică și viteza sunt mărimi armonice în fază. Din relațiile ce definesc viteza de oscilație a particulelor mediului respectiv presiunea acustică în care $\bar{\Psi}_r = 0$ și din $e^{\pm} = \cos a \pm j \sin a$

$$p(x, t) = \text{Re } \bar{p}(x, t) = p_m \sin(\omega t - kx + \varphi_p) \quad (2.33)$$

$$v(x, t) = \text{Re } \bar{v}(x, t) = v_m \sin(\omega t - kx + \varphi_p) \quad (2.34)$$

unde: $p_m = \rho_0 \omega \Psi_{mp}$ este amplitudinea presiunii statice,

$v_m = k \Psi_{mp}$ amplitudinea vitezei particulei.

Densitatea instantanee de energie acustică a unei plane progresive rezultă din relația:

$$e(x, t) = \frac{1}{2} \left(\rho_0 k^2 \psi_{mp}^2 + \frac{\rho_0 \omega^2 \psi_{mp}^2}{c^2} \right) \sin^2(\omega t - kx + \varphi_p) \quad (2.35)$$

În funcție de amplitudinea presiunii acustice, densitatea instantanee de energie acustică va fi:

$$e(x, t) = \frac{p_m^2}{\rho_0 c^2} \sin^2(\omega t - kx + \varphi_p) \quad (2.36)$$

Pentru orice punct față de originea reperului de referință, se poate calcula densitatea medie de energie acustică, ce corespunde unei perioade a mișcării armonice a particulelor în mediu:

$$e = \frac{1}{T} \int_0^T e(x, t) dt \quad (2.37)$$

Valoarea efectivă a presiunii acustice va fi:

$$p = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(x, t) dt} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p_m^2 \sin^2(\omega t - kx + \varphi_p) dt} = \frac{\sqrt{2}}{2} p_m \quad (2.38)$$

Densitatea medie de energie acustică va fi:

$$e = \frac{p^2}{\rho_0 c^2} \quad (2.39)$$

În cazul unei plane progresive, densitatea medie de energie acustică este independentă de poziția punctului considerat, fiind distribuită uniform în tot mediu prin care se propagă.

La undele sferice densitatea de energie acustică se deduce din relațiile ce definesc presiunea acustică și viteza particulei.

Presiunea acustică este:

$$p_S(r, t) = \rho_0 \omega \frac{A_{md}}{r} \sin(\omega t - kr + \varphi_d) = p_{mS} \sin(\omega t - kr + \varphi_d)$$

Viteza particulei:

$$v_S(r, t) = k \frac{A_{md}}{r} \left[-\frac{1}{kr} \cos(\omega t - kr + \varphi_d) + \sin(\omega t - kr + \varphi_d) \right] \quad (2.40)$$

unde: $p_{mS} = \frac{\rho_0 \omega A_{md}}{r}$

Densitatea instantanee de energie acustică a unei sferice va fi:

$$e_S(r, t) = \frac{p_m^2}{2\rho_0 c^2} \left\{ \left[\sin(\omega t - kr + \varphi_d) - \frac{1}{kr} \cos(\omega t - kr + \varphi_d) \right]^2 + \sin^2(\omega t - kr + \varphi_d) \right\} \quad (2.41)$$

Densitatea medie acustică pentru o perioadă de oscilație va fi:

$$e_S = \frac{1}{T} \int_0^T e_S(r, t) dt = \frac{p_S^2}{\rho_0 c^2} \left[1 + \frac{1}{2(kr)^2} \right] \quad (2.42)$$

unde: $p_S^2 = p_{mS}^2 / 2$ este presiunea acustică medie pătratică pentru unda sferică.

În apropierea sursei acustice densitatea medie de energie acustică crește deoarece impedanța acustică are o componentă reactivă ceea ce duce la acumularea de energie acustică. La o distanță mai mare față de sursă al doilea termen din paranteză se poate neglija, astfel încât rezultă o relație similară cu cea pentru unda plană.

2.2.3. Intensitatea acustică

Într-un anumit al unui câmp acustic, intensitatea acustică este un vector având același suport și același sens cu viteza particulei în dreptul punctului considerat. Expresia generală a mărimii vectorului intensității acustice instantanee este:

$$I(t) = p(t)v(t) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (2.43)$$

Pentru analiza intensității acustice se consideră un element de suprafață cu aria dS așezat perpendicular pe direcția de propagare a undei acustice, adică perpendicular pe suportul vectorului viteză. Datorită presiunii acustice, asupra elementului de suprafață acționează forța elementară $dF = p(t)dS$. Fluxul elementar de energie acustică (puterea acustică) care traversează elementul de suprafață este dat de produsul scalar dintre forța elementară și viteză

$$dW = v(t)dF = p(t)v(t)dS \quad (2.44)$$

Comparând cu relația 1.6 rezultă că intensitatea acustică este egală cu raportul dintre fluxul de energie acustică care traversează o suprafață și aria acelei suprafețe.

Pentru o undă plană progresivă intensitatea acustică instantanee este:

$$I(x, t) = p_m v_m \sin^2(\omega t - kx + \varphi) = \frac{p_m^2}{\rho_0 c} \sin^2(\omega t - kx + \varphi) \quad (2.45)$$

Intensitatea acustică medie

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T I(x, t) dt = \frac{p_m^2}{\rho_0 c T} \int_0^T \sin^2(\omega t - kx + \varphi) dt \quad (2.46)$$

$$I = \frac{p^2}{\rho_0 c} \quad (2.47)$$

Din relația densității medii de energie acustică (2.40) rezultă că, pentru o undă plană, intensitatea acustică medie este egală cu produsul dintre densitatea medie de energie acustică și viteza sunetului:

$$I = e \cdot c \quad (2.48)$$

Pentru o undă sferică, intensitatea acustică rezultă prin înlocuirea relației (2.41) în relația generală a intensității acustice:

$$I_S(r, t) = \frac{p_{mS}^2 \sqrt{1 + (kr)^2}}{\rho_0 c k r} \sin(\omega t - kt + \varphi_d) \sin(\omega t - kt + \varphi_d - \gamma) \quad (2.49)$$

unde: γ este defazajul dintre presiune și viteză.

Intensitatea acustică medie pentru o undă sferică este:

$$I_S = \frac{1}{T} \int_0^T I_S(r, t) dt = \frac{\rho_m^2 S \sqrt{1 + (kr)^2}}{2 \rho_0 \omega r} \cos \gamma \quad (2.50)$$

$$I_S = \frac{p_S^2}{\rho_0 c} \text{ relație similară cu cea pentru unda plană progresivă.}$$

Fluxul mediu de energie acustică sau puterea acustică medie care traversează o suprafață de arie S așezată perpendicular pe direcția de propagare a undei se calculează cu relația:

$$W = IS \quad (2.51)$$

Dacă se consideră o sferă cu raza r în centrul căreia se află sursa acustică, fluxul mediu de energie emis este:

$$W_S = 4 \pi r^2 I_S \quad (2.52)$$

Rezultă că intensitatea acustică medie scade cu pătratul distanței față de sursă datorită disipării energiei acustice în mediu

$$I_S = \frac{W_S}{4 \pi r^2} \quad (2.53)$$

Presiunea acustică medie pătratică rezultată când se înlocuiește relația intensității acustice medii în relația fluxului mediu de energie

$$p_S^2 = \frac{\rho_0 c}{4 \pi r^2} W_S \quad (2.54)$$

Rezultă că presiunea acustică medie pătratică este proporțională cu impedanța mediului.

2.2.4. Nivelul intensității sonore. Nivelul presiunii acustice

Datorită unor probleme dificile de evaluare a intensității sonore în unități absolute se consideră o intensitate sonoră medie I a unui sunet care se evaluează sub forma nivelului de intensitate sonoră conform relației:

$$L_I = 10 \lg \left(\frac{I}{I_0} \right) \quad [dB] \quad (2.55)$$

unde: I_0 este intensitatea sonoră de referință $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ (intensitate de prag),

I - intensitatea sonoră medie a unui sunet cu o anumită frecvență.

Nivelul de intensitate sonoră se exprimă în decibeli (dB), pe o scară de la 0 la 120. Nivelul minim al intensității sonore corespunzător pragului de audibilitate este de 0 dB (pentru un ascultător normal din punct de vedere auditiv) și 120 dB corespunzător pragului de durere.

Legea Weber - Fecher arată că intensitatea senzației produsă de un sunet este proporțională cu logaritmul intensității sonore a acestuia. Pe acest principiu sunt construite aparatele de măsură care sunt excitate de variația presiunii acustice. Sunetele pot fi caracterizate prin nivelul presiunii acustice:

$$L = 10 \lg \left(\frac{p^2}{p_0^2} \right) = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad [dB] \quad (2.56)$$

unde: p^2 este presiunea acustică medie pătratică,

p_0 - presiune de referință $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$.

Pentru ρ_{00} și c_0 - densitatea și viteza sunetului la temperatura de 20°C , va rezulta:

$$p_0 = 10 \lg \frac{I}{I_0} = L + 10 \lg \frac{\rho_{00} c_0}{\rho_0 c} \quad (2.57)$$

Pentru zgomote ce conțin n componente spectrale rezultă că presiunea medie pătratică este:

$$p^2 = \sum_{i=1}^n p_i^2 \quad (2.58)$$

unde: p_i^2 este presiunea acustică medie pătratică a componentei spectrale.

Nivelul presiunii acustice este:

$$L = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n p_i^2}{p_0^2} \quad (2.59)$$

unde: $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ este presiunea de referință.

Nivelul presiunii acustice în cazul unui semnal sonor cu mai multe componente spectrale se poate determina cunoscând nivelul presiunii acustice a fiecărei componente spectrale:

$$L_i = 10 \lg \left(\frac{p_i^2}{p_0^2} \right) \quad (2.60)$$

Raportul presiunilor în funcție de L_i va fi:

$$\frac{p_i^2}{p_0^2} = 10^{L_i/10} \quad (2.61)$$

Înlocuind în relația pentru nivelul presiunii acustice va rezulta:

$$L = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{L_i/10} \quad (2.62)$$

Pentru $n=2$ se va obține:

$$L = L_1 + \Delta L_{12} \quad (2.63)$$

În cazul când $L_1 = L_2$ nivelul presiunii acustice va crește cu 3 dB.

Dacă există mai multe surse ce emit zgomot în mod separat, în aceeași incintă, la același nivel al presiunii, rezultă un nivel al presiunii acustice totale:

$$L = 10 \lg n 10^{L_0/10} = L_0 + 10 \lg n \quad (2.64)$$

2.3. Efectele zgomotelor asupra oamenilor

Orice vibrațiile acustică care ajunge la ureche trebuie să îndeplinească anumite condiții pentru ca ele să fie percepute sub formă de sunete. Aceste condiții

se referă la frecvență, intensitatea și durata sunetelor și diferă de la un ascultător la altul. Domeniul de audibilitate reprezintă domeniul în care este percepută ca sunet o vibrație acustică pentru care se consideră persoana cu un auz normal, cu vârsta cuprinsă între 18 și 25 de ani și care nu prezintă afecțiuni ale organului auditiv.

Domeniul de audibilitate este cuprins între 16 Hz și 20 kHz în care omul poate distinge sunete în cadrul a 10 octave. Fiecare octavă reprezintă un interval dintre două sunete, din care unul are frecvența dublă a celui alt.

Condiția ca un sunet să fie perceput este ca intensitatea să fie peste o anumită valoare minimă. Această limită numită prag de audibilitate pentru cazul unui ascultător normal are valoarea de $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ la o frecvență de 1000 Hz și presiunea acustică de referință $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$.

Pentru urechea umană cea mai mare sensibilitate la vibrații acustice se manifestă pentru frecvențele cuprinse în intervalul 2000 – 5000 Hz. Datorită modificării continue a sensibilității auditive a oamenilor, senzația produsă de un sunet oarecare se compară cu senzația produsă de sunetul etalon care reprezintă pragul de audibilitate.

Tăria unui sunet reprezintă nivelul presiunii acustice a unui sunet cu frecvența de 1000 Hz care produce aceeași intensitate a senzației auditive cu cea a sunetului considerat.

$$L_t = 20 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right)_{f=1000\text{Hz}} \quad (2.65)$$

unde: p este presiunea acustică a sunetului considerat
 p_0 - presiunea de referință

Nivelul de tărie a unui sunet se exprimă în foni unde fonul se nivelul de tărie al unui sunet care are aceeași tărie cu sunetul de 1000 Hz și nivel de presiune acustică este de 1 dB. În figura 2.3 se prezintă variația curbelor de egal nivel de tărie în funcție de frecvență.

Din grafic rezultă că nivelul de tărie a sunetului în foni este egal cu nivelul presiunii acustice doar pentru frecvența de referință de 1000 Hz. În cadrul intervalului de frecvențe cuprins între 2000 – 5000 Hz urechea umană are cea mai mare sensibilitate în jurul frecvenței de 3000 Hz. Curba de minim corespunde nivelului minim la care sunt percepute zgomotele, nivel considerat ca prag de audibilitate. Limita superioară este dată de pragul senzației dureroase care corespunde la un nivel al presiunii acustice de 120 dB.

Datorită caracteristicii de sensibilitate a urechii umane, nivelul de presiune acustică se ponderează, rezultând un nivel acustic ponderat. Ponderarea se face prin filtrele de ponderare (filtre A, B, C, D). Conform standardelor la măsurări se folosește notația cu indicativul de ponderare: L_A , L_B , L_C , L_D respectiv pentru unitățile de măsură $dB(A)$, $dB(B)$, $dB(C)$, $dB(D)$.

Zgomotele prezintă și o acțiune dăunătoare asupra organismului uman datorită acțiunii mai multor factori și anume:

- nivelul de intensitate a zgomotului
- nivelul de tărie
- componența spectrală
- durata de expunere zilnică
- sensibilitatea organismului la expunerea prelungită

În urma acțiunii prelungite a acestor factori, în timp apar o serie tulburări la persoana expusă la zgomote de valori mari cu efecte negative pe termen scurt sau permanent.

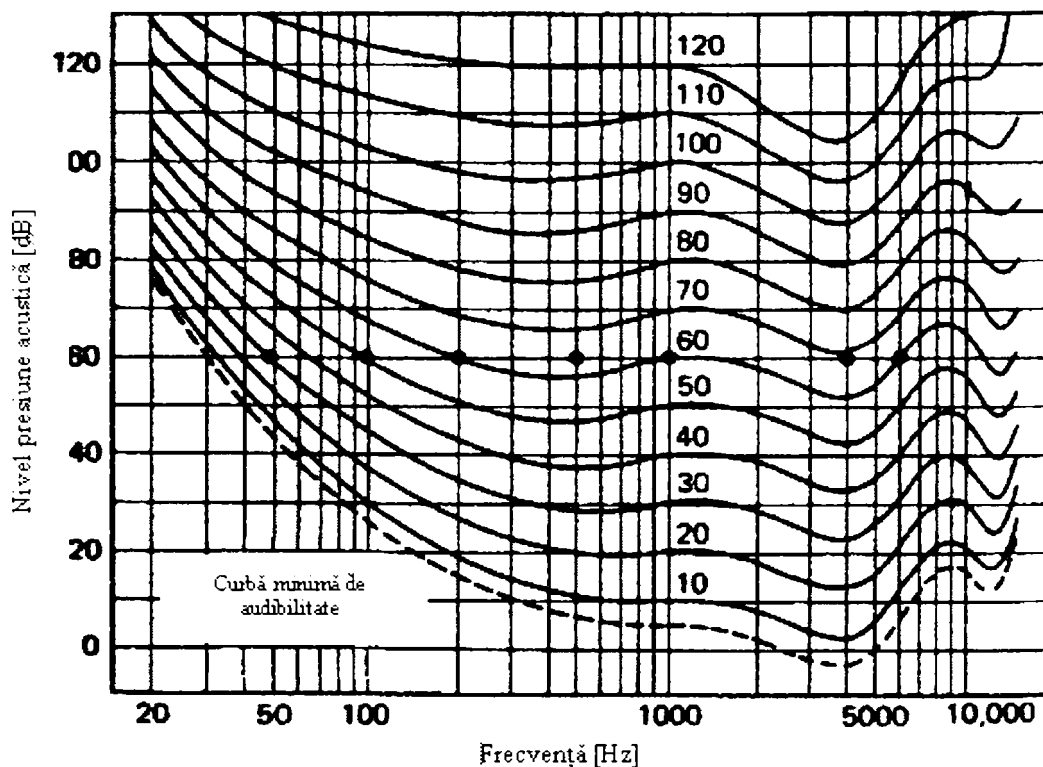


Fig. 2.3. Curbe de egal nivel de tărie [100]

a) Oboseala auditivă

Oboseala auditivă este caracterizată prin creșterea temporară a pragului senzației auditive în urma expunerii organismului la acțiunea unui zgomot intens.

Modificarea temporară a pragului senzației auditive este definită ca o scădere temporară a sensibilității auditive ca urmare a expunerii la zgomot. Ea este reversibilă la valorile inițiale imediat după câteva minute, ore sau zile de la încetarea expunerii.

Astfel, cu cât organismul este supus la un sunet mai intens, cu atât se va observa un grad mai mare de oboseală și o persistență mai îndelungată a frecvenței mai mari de 1000 Hz. În cazul oboselii auditive, la examenul medical audiometric se observă o creștere temporară a pragului de sensibilitate a sunetului la frecvența de 4000 Hz.

Efectul timpului de expunere la acțiunea zgomotului este arătat de faptul că oboseala auditivă este redusă pentru sunete scurte de 0,1 – 0,5 s, iar dacă durata acestora se situează între 10 – 60 secunde, oboseala auditivă crește în mod liniar.

În cazul expunerii la acțiunea unor zgomote care se produc intermitent și care ating o intensitate maximă într-un timp mai scurt decât timpul de reacție a urechii, se consideră că oboseala auditivă este mult mai intensă.

După expunerea la zgomot, revenirea auzului la normal prezintă aspectul unei curbe cu pantă rapid crescătoare, iar după un timp această pantă este mai lentă.

b) Traumatismul sonor

Traumatismul sonor apare în urma expunerii subiectului la acțiunea unui zgomot foarte intens, fie chiar pentru un interval de timp foarte scurt. Dacă nivelul de intensitate sonoră este de peste 120 dB, adică pragul senzației dureroase, atunci se produce un traumatism prin ruperea timpanului sau afectarea gravă a urechii interne.

c) Surditatea profesională

Surditatea profesională este provocată cel mai frecvent de expunerea îndelungată la zgomot. Spre deosebire de oboșala auditivă, care este un fenomen reversibil și tranzitoriu, surditatea datorită zgomotului se caracterizează printr-o pierdere definitivă și ireversibilă a auzului celui care a fost expus la zgomot.

Dacă în urma unei expuneri de scurtă durată la acțiunea unui zgomot intens, leziunile urechii interne pot fi reversibile, se poate întâmpla ca în caz de expunere prelungită la acțiunea zgomotului, să poată apărea modificări ireversibile ale urechii interne, mecanismul de producere a acestora fiind incomplet cunoscut.

Urechea posedă un mecanism de protecție care este însă eficient în general numai la zgomotele de intensitate redusă și la frecvențe ale acestora medii sau joase. Eficiența protecției este limitată sau chiar nulă pentru zgomotele cu nivel de intensitate foarte ridicat și având frecvențe înalte.

În cazul unor zgomote cu caracter continuu poate apare o adaptare a urechii după o expunere de aproximativ 40 – 50 secunde. Dacă frecvența cu care se succed stimulii sonori depășește 10 – 45 stimuli pe secundă, așa cum se întâmplă la majoritatea utilajelor acționate pneumatic, se produce un tetanus muscular. Prelungirea acțiunii zgomotului duce la epuizarea mușchilor în tetanus, urmată de relaxarea acestora. Se constată astfel că mecanismul de protecție al urechii împotriva zgomotelor de intensitate ridicată are o eficiență deosebit de limitată.

Expunerea zilnică a unei persoane se poate monitoriza cu ajutorul unui aparat numit dozimetru, purtat de persoana respectivă. Aparatul indică nivelul total de zgomot (în procente) raportat la nivelul maxim admis (90 dB timp de 8 ore/zi). S-a demonstrat că persoanele supuse la zgomote de frecvențe înalte sunt mai afectate comparativ cu persoanele expuse la zgomote cu frecvențe de valori mai reduse. În tabelul 2.3 este indicat gradul de afectare a subiecților expuși în funcție de nivelul mediu de audibilitate [4].

Scădere a nivelului de percepție a sunetelor cu mai puțin de 20 dB nu reprezintă o gravitate, dar pentru valori mari, de peste 80 - 90 dB se instalează surzenie totală.

d) Efectele zgomotelor asupra sistemului nervos

Asupra sistemului nervos, zgomotele produc efecte neplăcute cum ar fi: tulburări ale somnului, tulburări de percepție vizuală, modificări în funcționarea sistemului neuro - vegetativ, chiar și afecțiuni în sfera psihoafectivă a persoanei expuse la zgomote puternice, continui și de lungă durată.

Expunerea îndelungată la zgomote puternice creează o stare permanentă de oboșală, lipsa posibilității ca persoana expusă să se odihnească bine, astfel încât apare nevroza. Persoana expusă poluării sonore se află într-o permanentă stare de nervozitate și hiperexcitabilitate, care conduce la accelerarea ritmului inimii (tahicardie), insomnie, sau trezirea bruscă din somn, anxietate, neliniște și trecerea rapidă de la o stare afectivă la alta.

Oboseala celui expus poluării auditive se manifestă fie prin dureri musculare, fie printr-o stare de epuizare.

Tabelul 2.3

Gradul handicapului	Nivelul mediu de audibilitate [dB]	Posibilitatea de înțelegere a vorbirii normale
Nesemnificativ	<25	Dificultate nesemnificativă
Ușor	25 – 40	Dificultate sporadică
Mediu	40 – 55	Dificultate frecventă
Notabil	55 – 70	Dificultate frecventă în vorbirea amplificată
Sever	70 – 90	Înțelegere numai a vorbirii amplificate
Extrem	90	Surzenie totală

Persoana expusă se află într-o stare de iritabilitate psihică cauzată de următorii factori:

- oboseala fizică;
- necesitatea de a vorbi cu voce din ce în ce mai tare;
- dificultatea de a auzi ce comunică alte persoane.

Persoana afectată este mai irascibilă și prezintă o scădere a capacității intelectuale.

e) Efectele zgomotelor asupra somnului

O persoană expusă la un zgomot continuu și intens este împiedicată să adoarmă. Zgomotul întreține mecanismul de veghe, întârziind instalarea somnului, perpetuând astfel senzația de oboseală. Dacă în timpul somnului, pe un fond sonor aproape inexistent, se produce apariția unui zgomot neașteptat, persoana expusă se trezește.

Orice zgomot ca și nivel de intensitate sonoră mică, de aproximativ 50 dB, poate avea o influență asupra persoanei care doarme, astfel încât somnul profund al acesteia se va transforma într-un somn superficial.

f) Efectele zgomotelor asupra aparatului circulator

Expunerea la zgomot are efecte nedorite asupra aparatului circulator, în sensul că se produce o vasoconstricție a vaselor mici (capilare), inițial nesensibilă, în sensul disconfortului.

Dacă expunerea este de lungă durată, tulburările circulatorii se evidențiază: palpitații, bătăi neregulate ale inimii, chiar dureri precordiale. Persoana expusă poate acuza crize de angină pectorală și creșteri ale tensiunii arteriale, ceea ce poate duce chiar la apariția unui infarct de miocard.

g) Efectele zgomotelor asupra acuității vizuale

Persoana aflată într-un câmp sonor intens poate avea tulburări ușoare de vedere, cum ar fi aprecierea corectă a distanțelor și a reliefului. Dacă expunerea la zgomot încetează, s-a observat faptul că aceste tulburări dispar într-un timp destul de scurt, de aproximativ o oră. Percepția culorilor poate fi deficitară în cazul expunerii unei persoane la zgomote puternice.

Astfel, în cazul luminilor colorate în verde, circa 75% din subiecții examinați au perceput ca fiind lumini albe. Poluarea sonoră face ca vederea pe timp de noapte să fie mai slabă fapt ce afectează în mod deosebit siguranța circulației pentru întreg personalul care lucrează la siguranța circulației feroviare.

h) Efectele zgomotelor asupra activităților de producție

O activitate productivă care se desfășoară pe un fond sonor intens și de durată duce la scăderea performanțelor celor expuși, fie că este vorba de activități intelectuale, fie de activități fizice. Persoanele care de obicei se află în locuri de muncă cu zgomote de intensitate mare, au performanțe mai scăzute și în timp după încetarea acțiunii zgomotului.

Studiile în domeniu indică că în cazul organismului uman influența cea mai nocivă este dată de apariția unui zgomot neașteptat, intermitent. Un zgomot de nivel ridicat poate genera o serie de reacții negative în organism care persistă o anumită perioadă de timp.

Un zgomot continuu are efect asupra capacității maxime de lucru, mai ales în situația în care cel expus desfășoară o activitate complexă, intelectuală. Astfel, luarea unor decizii, rezolvarea unor probleme tehnice, sunt mai dificile când fondul sonor este deranjant, decât dacă aceeași activitate se desfășoară într-o atmosferă de liniște.

Zgomotele cu frecvențe înalte de 2000 - 4000 Hz sunt mai nocive pentru organismul uman decât cele cu frecvențe joase. Nivelul sonor ce induce același disconfort ca un nivel de 90 dB timp de 8h/zi este dat în tabelul 5.3 [9].

Tabelul 2.4

Nivelul intensității sonore [dB]	Expunerea zilnică permisă		
	Ore	minute	secunde
90	8		
93	4		
96	2		
99	1		
102		30	
105		15	
108		7	
111		3,5	
114			105
117			62,5
120			32
123			16
126			8
129			4
132			2
135			1

Dacă nivelul zgomotului scade cu 20-25 dB se constată că productivitatea muncii poate crește cu până la 30%. Pentru protecția lucrătorilor se impune analiza spectrului de frecvență astfel încât ecranele de protecție să realizeze o absorbție acustică eficientă. Se vor analiza intervalele de timp în care poluarea fonică este cea mai intensă. În vederea obținerii unor rezultate cât mai corecte la care eroarea să fie sub limita admisă se impune efectuarea mai multor serii de măsurători independente.

Caracteristicile zgomotului:

- staționar
- nestaționar
- de impuls
- de impulsuri izolate
- impulsuri bruște
- ritmic/ciclic
- de bandă largă/îngustă

Pentru analiza efectelor asupra auzului și protecția acestuia se determină următoarele mărimi acustice:

- nivelul de expunere la zgomot normalizat la o zi de lucru nominală de 8 ore;
- expunerea acustică ponderată A pe o perioadă T
- nivelul de evaluare pe 8 ore cu corecție pentru tonuri
- nivelul de presiune acustică de vârf
- nivelul de presiune acustică de vârf ponderat C

Mărimile indicate se pot obține prin efectuarea măsurătorilor cu sonometru integrator sau cu exometre acustice care se pot utiliza pentru determinarea expunerii profesionale la zgomot conform ISO 1999, pentru estimarea deteriorării potențiale ale auzului indusă de zgomot cât și pentru evaluarea riscului.

Pe baza măsurătorilor de zgomot realizate se poate evalua expunerea profesională, riscul de deteriorare a auzului și se pot adopta măsuri eficiente de reducere a expunerii la zgomot a persoanelor individuale sau a grupurilor.

2.4. Noțiuni generale privind factorii de poluare fonică la calea ferată

În afara condițiilor tehnice legate de siguranța circulației un vehicul feroviar mai trebuie să prezinte un anumit grad de confort, atât pentru călători cât și pentru personalul ce deservește mijlocul de transport. Confortul constituie una din problemele fundamentale în aprecierea calităților unui vehicul de cale ferată.

Prin confort se înțelege totalitatea efectelor pozitive, fizice și psihice care se exercită asupra omului (personal de tren și călători) de către vehiculul feroviar. Perceperea de către om se face prin organele de simț cum ar fi: văzul, auzul, mirosul etc.

Confortului depinde de o serie de factori printre care cei mai importanți sunt cei legați de construcție și durata de transport. Îmbunătățirea gradului de confort implică activități complexe ce presupun conlucrarea specialiștilor din diferite domenii de activitate: ingineri, arhitecți, medici, psihologi, designeri industriali (vezi figura 2.4).

Un factor important, care contribuie la realizarea unui confort corespunzător, îl constituie zgomotul produs de vehiculul feroviar la circulația pe calea ferată. Rularea vehiculelor pe șine, agregatele și instalațiile care echipează vehiculele

produc emisii de zgomote. Acest zgomot se propagă atât spre interiorul vehiculului (spații destinate călătorilor sau în cabinele de conducere), cât și în exterior în vecinătatea căii ferate.

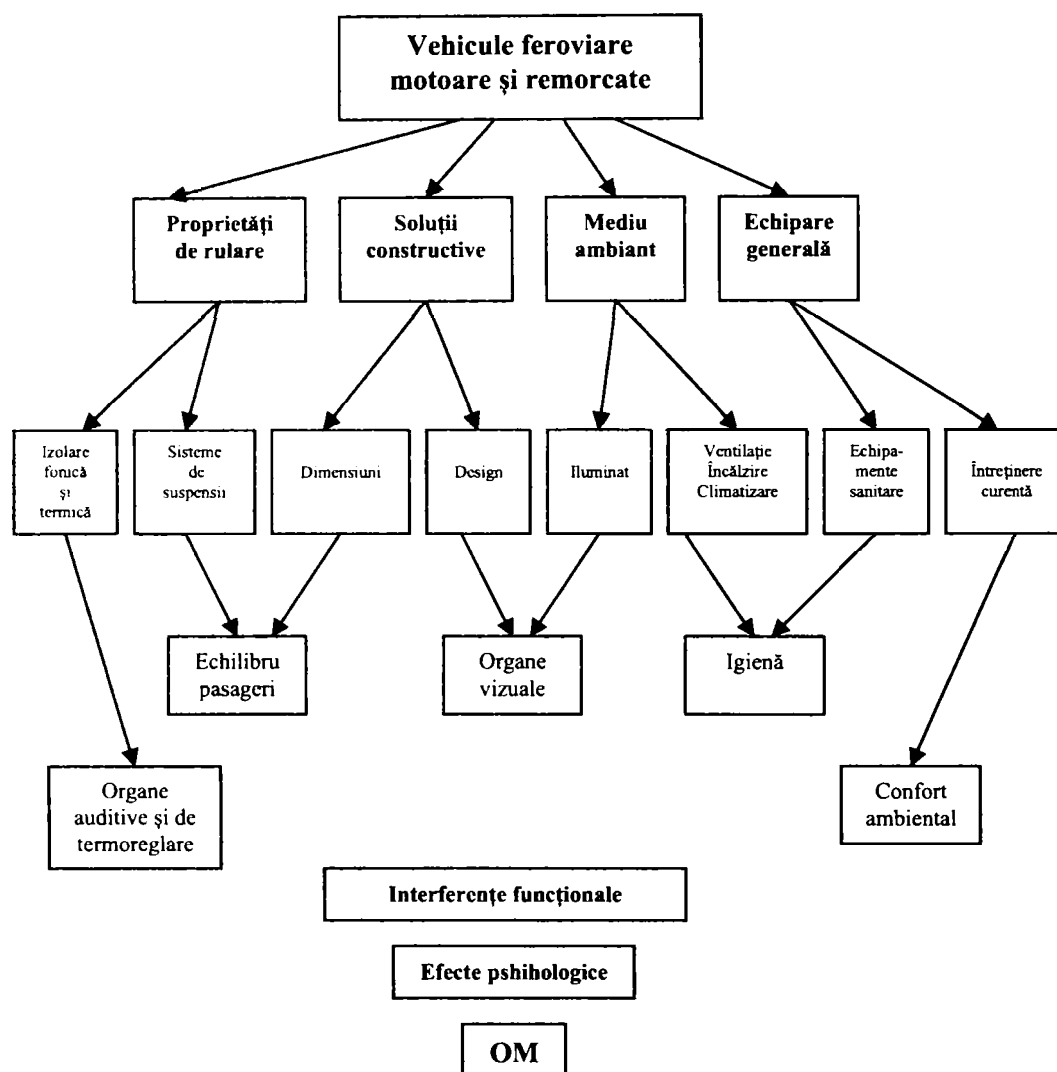


Fig. 2.4. Factori care influențează confortul la materialul rulant

În domeniul feroviar, problema zgomotului a început să fie studiată foarte serios după anii 70, când în contextual acutizării fenomenelor de poluare a mediului ambiant s-a acordat o atenție specială poluării fonice mai ales a zonelor limitrofe căilor ferate.

Sporirea vitezelor de circulație în special la trenurile de călători a condus la mărirea nivelului de zgomot produs la rularea vehiculelor și, în consecință, la necesitatea implementării unor mijloace specifice și eficiente de combatere a propagării zgomotelor respectiv de atenuare a efectelor negative asupra călătorilor și a personalului de deservire (fig. 2.5).

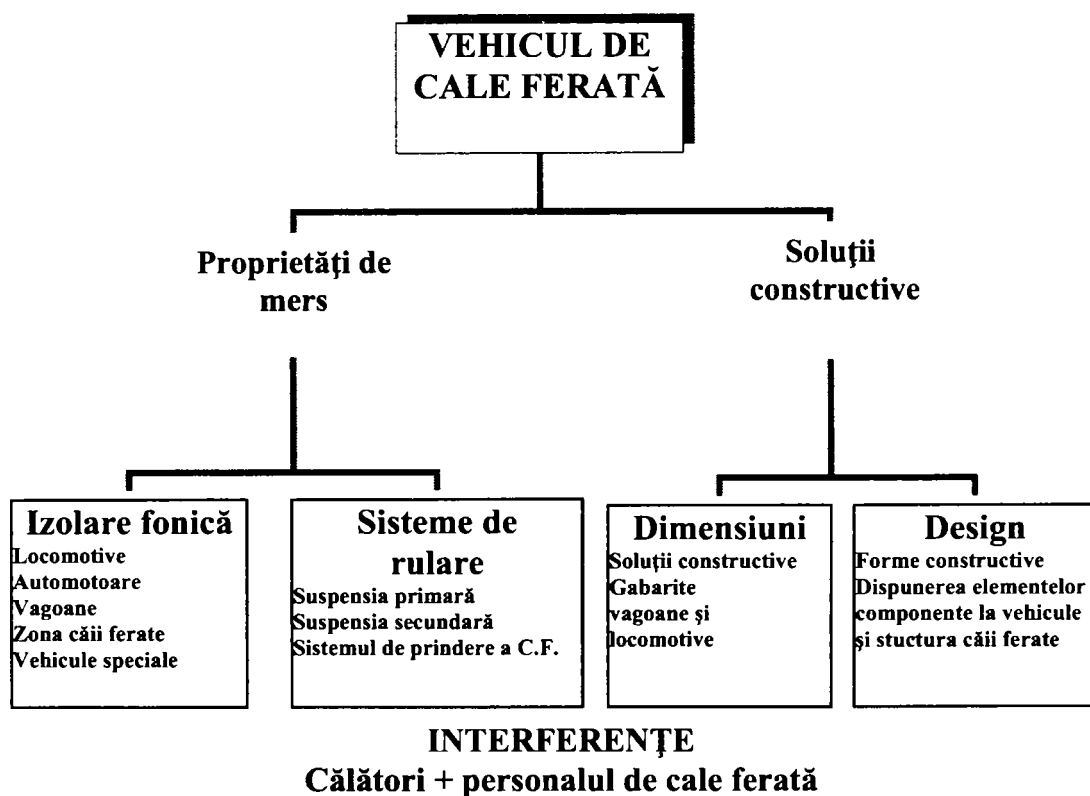


Fig. 2.5. Factori specifici de confort

În prezent eforturile sunt îndreptate spre îmbunătățirea confortului în interiorul vehiculelor prin adoptarea unor noi soluții constructive la construcția vagoanelor de călători și marfă, respectiv pentru modernizarea locomotivelor aflate în parcul activ al operatorilor de la calea ferată. În privința protecției mediului din jurul căii ferate până în prezent nu au fost adoptate măsuri eficiente de combatere a diverselor surse de poluare, astfel încât odată cu modernizarea infrastructurii feroviare sunt necesare măsuri majore care să elimine sau să diminueze semnificativ riscurile de poluare datorate transportatorului feroviar.

La vagoanele de călători au fost adoptate două direcții de strategie:

- modernizarea parcului existent pentru toate tipurile de vagoane care sunt apte de a circula și în trafic internațional;
- construcția unor noi unități de mare viteză, cu capacități sporite de transport care să corespundă noilor norme UIC stabilite la nivel continental pentru traficul internațional de călători.

În primul caz vagoanele cu un grad mediu de uzură sunt recondiționate total cu modernizarea instalațiilor de siguranță și confort. Se pune accentul pe echipamentul de rulare și de frânare care trebuie să corespundă pentru circulația cu viteze sporite pe calea ferată, 160 km/h conform strategiei adoptate de CFR Călători pentru prima etapă de modernizare. Pentru creșterea gradului de confort au fost adoptate măsuri de izolare fonică a structurii vagoanelor astfel încât în timpul rulării să nu fie depășite limitele de zgomot în interiorul vagoanelor.

La vagoanele nou construite au fost adoptate încă din faza de proiectare noi soluții structurale, respectiv tehnologii noi de fabricație astfel încât materialul rulant, indiferent de categorie să corespundă normelor UIC privind gradul de siguranță, confort și viteză. Direcțiile adoptate sunt:

- echipamente de rulare;
- instalații de frânare automată pentru mare viteză;
- sisteme de siguranță conforme cu specificațiile UIC;
- echipamente de încălzire, ventilare, climatizare;
- instalații electrice și pneumatice internațional standardizate ;
- sisteme și echipamente de confort a pasagerilor.

La infrastructura căii ferate sunt necesare lucrări foarte complexe din punct de vedere tehnic care pot asigura exploatarea în condiții de siguranță a materialului rulant. Pentru protecția ariilor locuibile (orașe, zone rezidențiale) cât și pentru creșterea vitezelor de circulație se impune reconfigurarea traseului căii pe rute ocolitoare în afara marilor aglomerări urbane dar cu racordări directe și cât mai scurte spre nodurile feroviare. Acest fapt determină alocarea unor sume foarte mari pentru realizarea lucrărilor de artă (terasamente, poduri, viaducte, tuneluri). În cazul tuturor liniilor de mare viteză construcția obligatorie a denivelărilor la intersectarea altor căi de comunicații și separarea de traficul local de marfă și pasageri.

Pentru suprastructură există cerințe foarte stricte de siguranță astfel încât, de cele mai multe ori, se adoptă soluții complet noi de realizare a căii ferate:

- șină de tip UIC 60 ce permite o sarcină mare pe osie (22 tf/osie);
- schimbătoare de cale pentru viteze sporite în abatere, cu elemente mobile în zona inimii macazului și sistem cu dublă asigurare/înzăvorâre;
- instalații de comandă și control al parcursurilor;
- echipamente de semnalizare tip TMV (trepte multiple de viteze);
- sisteme de protecție fonică în lungul liniilor curente ce traversează zonele urbane sau care se găsesc în apropierea zonelor rezidențiale aflate în vecinătatea liniilor curente.

Concluzie:

Toate strategiile adoptate trebuie să aibă în vedere o corelație între soluțiile tehnice, economice respectiv sociale astfel încât pe termen mediu și lung transportul feroviar să fie competitiv din toate punctele de vedere față de celelalte mijloace de transport. Se impune o corelare unitară la nivel european pentru o dezvoltare uniformă la toate administrațiile de cale ferată, membre UIC, în conformitate cu normele de interoperabilitate valabile pentru toți operatorii care își desfășoară activitatea pe calea ferată.

3. STUDIUL SURSELOR DE POLUARE FONICĂ LA MATERIALUL RULANT

3.1. Producerea și propagarea zgomotelor

3.1.1. Tipuri de surse

Unda acustică reprezintă forma în care se propagă într-un mediu elastic oscilațiile sau vibrațiile generate de o sursă. Sunetele percepute de urechea umană sunt cuprinse între 16 – 20000 Hz, cu o energie care trebuie să depășească un prag minim ca durată, aproximativ 0,06 secunde astfel încât să poată fi percepute.

Particulele, puse în mișcare de către frontul de undă, nu se deplasează odată cu unda, ci oscilează în jurul punctului de echilibru. Corpul care vibrează, radiind energie acustică și producând sunete ce se propagă în mediu elastic, se numește sursă.

Viteza de propagare în diverse medii (gazos, lichid sau solid) depinde de o serie de factori:

- temperatură,
- densitate,
- umiditatea aerului,
- ionizarea aerului.

Pentru o sursă aflată în stare de repaus, undele sonore emise vor fi unde sferice având fronturile de undă sub formă de suprafețe concentrice, figura 3.1.

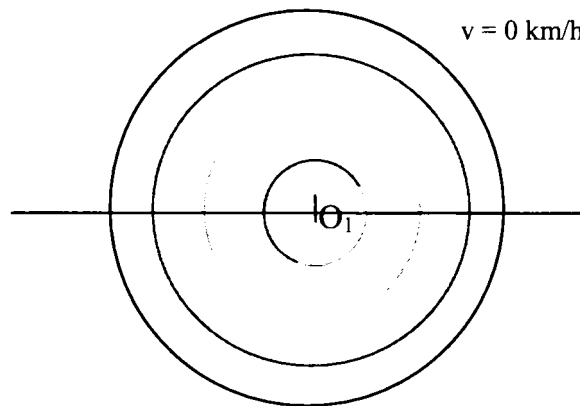


Fig. 3.1. Sursă de unde staționară

Dacă sursa se deplasează pe o traiectorie rectilinie, centrele suprafețelor sferice ale fronturilor de undă vor fi dispuse pe traiectoria sa. Există următoarele situații cu referire la viteza sursei comparativ cu viteza de propagare:

a) Viteza sursei este mai mică față de cea a sunetului, figura 3.2. Cazul cel mai frecvent întâlnit în practică, mai ales în transporturile terestre (feroviare, rutiere).

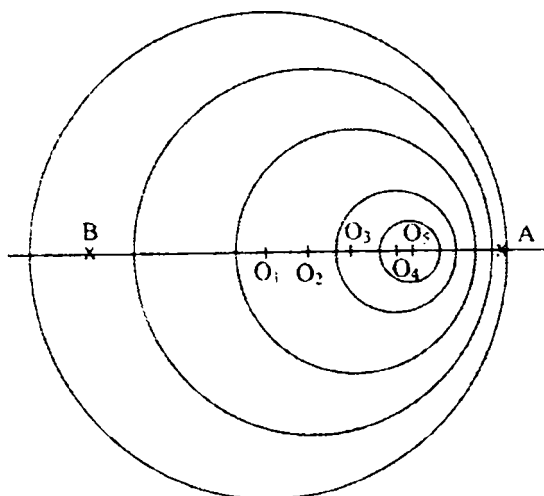


Fig. 3.2. Sursă cu viteză de deplasare mai mică decât viteza sunetului

În acest caz undele acustice sferice nu se întretaie, au centre diferite pentru fiecare poziție la care se găsește vehiculul studiat.

b) Viteza sursei este egală cu viteza sunetului, figura 3.3. Fronturile de undă au un punct comun, situație care în practică se evită deoarece prin însumarea undelor crește foarte mult intensitatea sonoră ceea ce provoacă unde de șoc în structura vehiculelor.

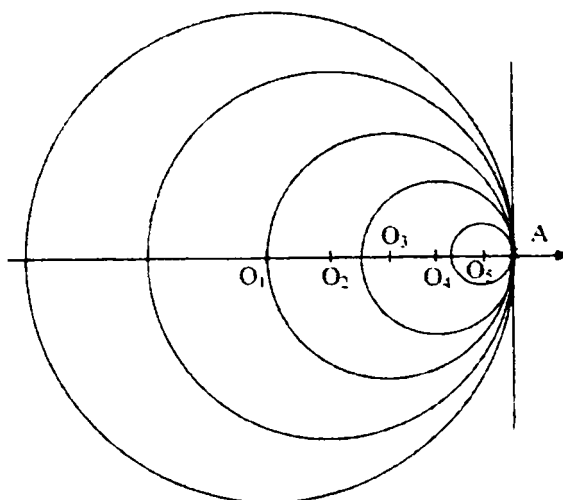


Fig. 3.3. Sursă cu viteză de deplasare egală cu cea a sunetului

Undele sonore sunt tangente în punctul în care se află la un moment dat sursa. Pentru un observator aflat în direcția de deplasare acesta va percepe toate sunetele în același timp.

c) În figura 3.4 este reprezentat cazul când viteza de deplasare a sursei este mai mare decât viteza de propagare, caz întâlnit numai în transportul aerian supersonic și în domeniul de cercetare al vehiculelor neconvenționale, unde există o serie de limitări tehnice legate de mediul în care se realizează deplasarea, respectiv al instalațiilor de forță și de propulsie.

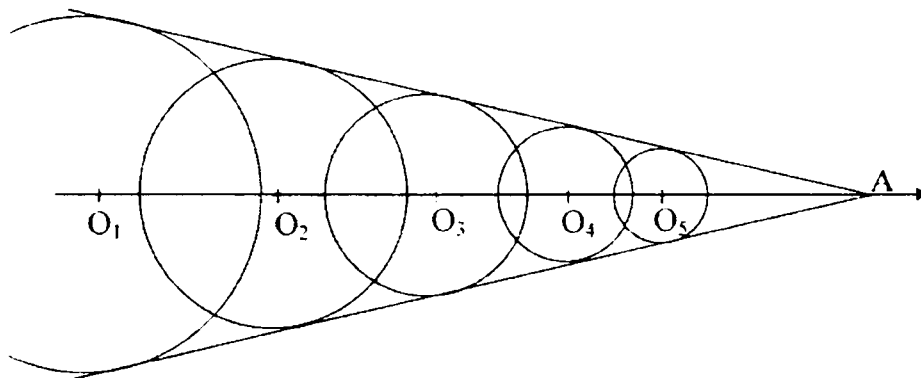


Fig. 3.4. Sursă cu viteză de deplasare mai mare decât viteza sunetului

În acest caz undele se vor întretăia, înfășurătoarea acestora rezultată va fi conică, în vârful A fiind dispusă sursa care se deplasează cu o viteză superioară vitezei de propagare a sunetului. Conul delimitează domeniul în care se propagă undele, iar raportul dintre viteza sursei și viteza sunetului este numărul Mach. Pentru un observator percepția va fi în ordine inversă emisiei sunetelor.

Pentru sursele aflate în mișcare, conform efectului Doppler recepționarea undelor se face la frecvențe diferite față de cele din timpul emisiei.

3.1.2. Reflexia și refracția undelor elastice

O undă plană care străbate două medii elastice cu impedanțe acustice diferite Z_1 și Z_2 , la suprafața de separație, din unda incidentă vor rezulta o undă reflectată și o undă refractată. Planul de incidență este format din normala la suprafața de separație a mediilor și direcția de propagare a undei incidente, adică vectorii s și n [42].

Direcțiile de propagare ale undelor reflectate și refractate de află în planul de incidență. Vectorii s , n sunt coplanari.

Dacă ω este pulsația undei incidente, ω_1 va fi pulsația undei reflectate iar ω_2 pulsația undei refractate, va rezulta:

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega \quad (3.1.)$$

$$\lambda_1 = v_1 T \quad \lambda_2 = v_2 T \quad \frac{\lambda_1}{\lambda_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (3.2.)$$

Refracția determină schimbarea lungimii de undă în cel de-al doilea mediu străbătut de unda elastică. Astfel, în figura 3.5 se consideră o undă care se propagă, prin reflexie din punctul S în punctul R .

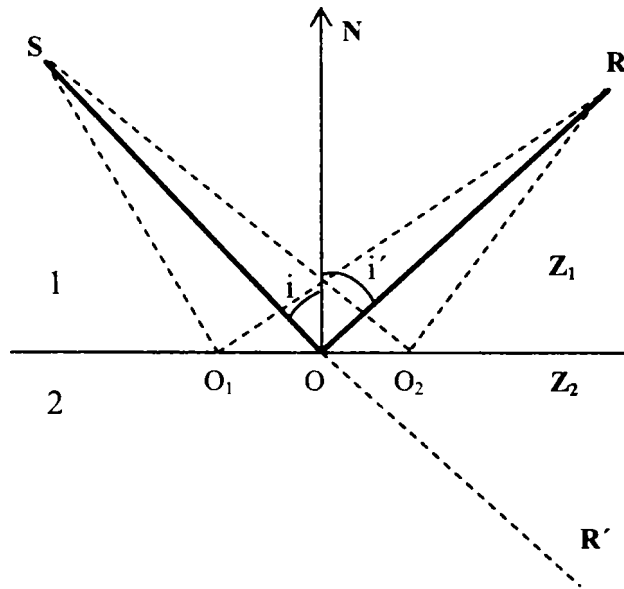


Fig. 3.5. Reflexia unei unde la planul de separație

Potrivit principiului lui Fermat, undele se propagă pe acel drum pentru parcurgerea căruia este necesar un interval de timp minim. Timpul necesar propagării prin reflexie este:

$$t = \frac{l_1}{v_1} + \frac{l_2}{v_1} = \frac{1}{v_1} (l_1 + l_2) \quad (3.3)$$

Timpul este minim dacă lungimea $(l_1 + l_2)$ este minimă, adică:

$$\angle i' = \angle i \quad (3.4)$$

unde: i este unghiul de incidență

i' - unghi de reflexie

Conform legii reflexiei, unghiul de reflexie este egal cu unghiul de incidență.

În figura 3.6 se prezintă o undă care se propagă din punctul S la planul de separație dintre cele două medii și mai departe prin refracție până la punctul T .

În cazul refracției timpul necesar propagării unde este:

$$t = \frac{l_1}{v_1} + \frac{l_2}{v_2} = \frac{1}{v_1} \sqrt{a_1^2 + x^2} + \frac{1}{v_2} \sqrt{a_2^2 + (b-x)^2} \quad (3.5)$$

$$\frac{dt}{dx} = \frac{1}{v_1} \frac{x}{\sqrt{a_1^2 + x^2}} - \frac{1}{v_2} \frac{b-x}{\sqrt{a_2^2 + (b-x)^2}} = \frac{\sin i}{v_1} - \frac{\sin r}{v_2} = 0 \quad (3.6)$$

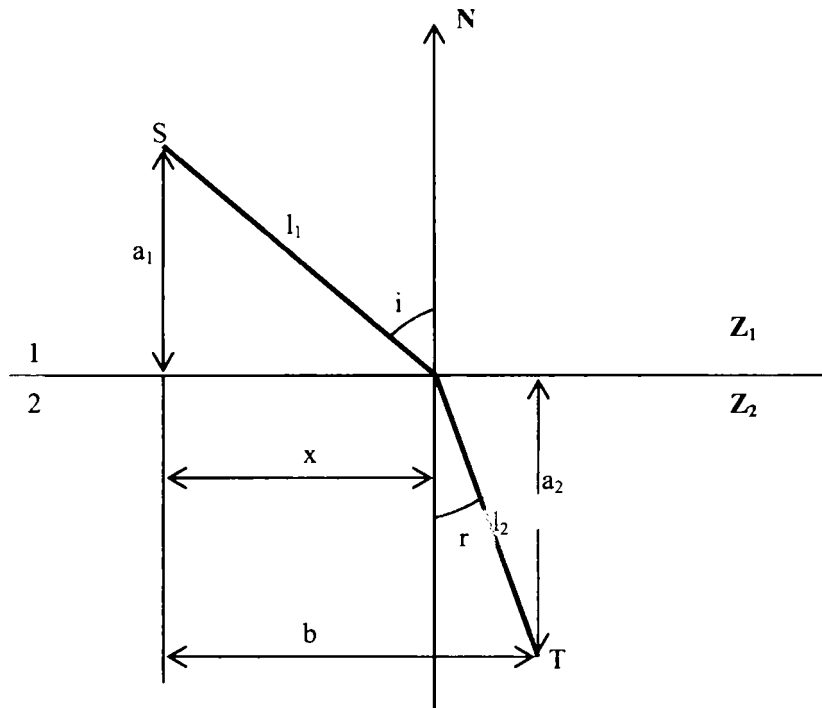


Fig. 3.6. Refracția undei la planul de separație

Rezultă ecuația pentru legea refracției:

$$\frac{\sin i}{\sin r} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \quad (3.7)$$

În continuare se va determina coeficientul de reflexie R respectiv coeficientul de transmisie T pentru cazul incidenței normale $i = r = 0$

Amplitudinea undei incidente se notează cu A , amplitudinea undei reflectate cu A_1 iar amplitudinea undei refractate (transmise) cu A_2 . Se impune condiția de continuitate:

$$A + A_1 = A_2 \quad (3.8)$$

Conform legii conservării energiei, intensitatea undei incidente I este egală cu suma dintre intensitatea undei reflectate I_1 și intensitatea undei refractate I_2 :

$$\frac{1}{2} Z_1^2 \omega^2 A^2 = \frac{1}{2} Z_1^2 \omega^2 A_1^2 + \frac{1}{2} Z_2^2 \omega^2 A_2^2 \quad (3.9)$$

$$Z_1(A^2 - A_1^2) = Z_2 A_2^2 \quad (3.10)$$

Din sistemul de ecuații rezultă următoarele relații pentru amplitudini:

$$A_1 = A \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad A_2 = A \frac{2Z_1}{Z_1 + Z_2} \quad (3.11)$$

Dacă $Z_1 > Z_2$ unda reflectată este în fază cu unda incidentă.

Dacă $Z_1 < Z_2$ unda reflectată va fi defazată cu $\Delta\varphi = \pi$ față de unda incidentă. Unda refractată este întotdeauna în fază cu unda incidentă.

Coeficientul de reflexie este:

$$R = \frac{I_1}{I} = \frac{A_1^2}{A^2} = \left(\frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \right)^2 \quad (3.12.)$$

Coeficientul de transmisie este:

$$T = \frac{I_2}{I} = \frac{Z_2 A_2^2}{Z_1 A^2} = \frac{4Z_1 Z_2}{(Z_1 + Z_2)^2} \quad (3.13)$$

În tabelul 3.1 se indică valorile coeficientului de reflexie R și al coeficientului de transmitere T pentru diferite medii de propagare [84].

Tabel 3.1. Valori pentru coeficienții R și T

Mediul 1	Mediul 2	R	T
aer	apă	0,9991	0,0001
aer	perete din lemn	0,9	0,1
aer	perdea sintetică	0,2	0,8
aer	perdea forestieră	0,15	0,85
apă	oțel	0,875	0,125
cauciuc	apă	0,001	0,999

3.1.3. Unde elastice staționare

Undele staționare rezultă din suprapunerea undelor incidente și a celor reflectate. În cazul când unda incidentă este perpendiculară pe suprafața de separare a celor două medii există două situații extreme:

a) Impedanța mediului 1 este mult mai mare decât impedanța mediului 2 ($Z_1 \gg Z_2$), iar amplitudinile $A_1 = A$.

Pentru acest caz elongațiile punctelor materiale aflate la distanța $l-x$ de sursa de unde S sunt date de unda incidentă:

$$\psi_i(x, t) = A \cos[\omega t - k(l - x)] = A \cos[(\omega t - kl) + kx] \quad (3.14)$$

Pentru unda reflectată:

$$\psi_r(x, t) = A \cos[\omega t - k(l + x)] = A \cos[(\omega t - kl) - kx] \quad (3.15)$$

La compunerea celor două unde va rezulta ecuația unei staționare este:

$$\psi(x, t) = \psi_i(x, t) + \psi_r(x, t) = 2A \cos kx \cos(\omega t - kl) \quad (3.16)$$

Punctele materiale ale mediului elastic oscilează cu o pulsație egală cu pulsația undei incidente, iar amplitudinea rezultată a oscilațiilor depinde de distanța x de la suprafața de separare a celor două medii:

$$A_{rez} = 2A \cos kx = 2A \cos \frac{2\pi}{\lambda} x \quad (3.17)$$

Punctele în care este îndeplinită condiția:

$$\frac{2\pi}{\lambda} x = m\pi \quad (3.18)$$

pentru: $m = 0, 1, 2, 3, \dots$ sunt ventre fiind caracterizate de amplitudinea rezultantă maximă $A_{rez} = 2A$.

Distanța ventrelor de la suprafața de separare a mediilor de separare:

$$x_m^v = m \frac{\lambda}{2} = 2m \frac{\lambda}{4} \quad (3.19)$$

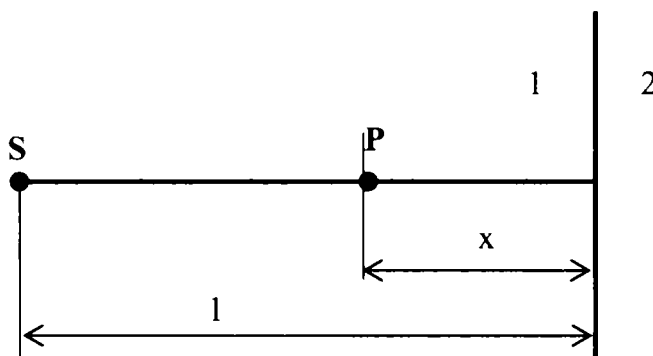


Fig. 3.7. Propagarea unei plane

Punctele în care amplitudinea rezultantă este egală cu zero sunt noduri:

$$\frac{2\pi}{\lambda} x = \left(m + \frac{1}{2}\right)\pi = (2m + 1)\frac{\pi}{2} \quad (3.20)$$

Distanțele de la noduri la suprafața de separație a mediilor sunt:

$$x_m^n = \left(m + \frac{1}{2}\right)\frac{\lambda}{2} = (2m + 1)\frac{\lambda}{4} \quad (3.21)$$

b) Impedanța mediului 1 este mult mai mică față de impedanța mediului 2 ($Z_1 \ll Z_2$) iar amplitudinile $A = -A_1$.

$$\psi_i(x, t) = A \cos[(\omega t - kl) + kx] \quad (3.22)$$

$$\psi_r(x, t) = -A \cos[(\omega t - kl) - kx] \quad (3.23)$$

$$\psi(x, t) = \psi_i(x, t) + \psi_r(x, t) = 2A \sin kx \cos(\omega t - kl) \quad (3.24)$$

$$x_m^v = \left(m + \frac{1}{2}\right)\frac{\lambda}{2} = 2m \frac{\lambda}{4} \quad (3.25)$$

$$x_m^n = m \frac{\lambda}{2} = 2m \frac{\lambda}{4} \quad (3.26)$$

Pentru tuburi sonore pot exista unde staționare numai pentru anumite lungimi de undă, respectiv pentru anumite frecvențe.

3.2. Surse de zgomot la materialul rulant

3.2.1. Surse de zgomot exterioare

Cea mai importantă sursă de zgomot exterioară este dată chiar de rularea vehiculului feroviar pe șine. După modul de producere există următoarele tipuri de zgomote:

- zgomote de rostogolire (circulație în aliniament);
- zgomote de impact (contactul roată - șină, trecerea peste joante, schimbătoare de cale, locuri plane pe suprafața de rulare);

- zgomote la circulație prin curbe;
- alte zgomote produse de instalații sau echipamente.

Zgomotul de rostogolire însoțește rostogolirea roții pe șine la circulația în aliniament și în absența discontinuităților suprafeței de rulare (locuri plane sau joante). Zgomotul apare datorită vibrațiilor structurale ale sistemului roată – șină. Nivelul de zgomot poate atinge valori foarte mari fapt ce impune găsirea unor metode de izolare fonică eficiente atât pentru interiorul vehiculelor cât și pentru exterior.

La viteze de circulație mari 250 – 300 km/h, într-un timp foarte scurt, aproximativ 10 -12 s, se înregistrează o variație mare a presiunii acustice de la 60 dB la 95 dB. În domeniul frecvenței, zgomotul produs de rostogolirea roții acoperă un interval mare, de la 63 Hz până la 3000 – 4000 Hz.

În figura 3.8 se prezintă variația presiunii acustice în funcție de viteza de circulație pentru diferite tipuri de vehicule din compunerea trenului de mare viteză TGV. Nivelul de zgomot a fost înregistrat la o distanță de 25 m față de axa căii ferate, la o înălțime de 3,5m în câmp deschis fără obstacole între sursa de emisie și receptor. La trecerea unei tren cu mai multe unități motoare, nivelul presiunii acustice va atinge valoarea maximă în dreptul locomotivelor respectiv o valoare mai mică, relativ constantă în dreptul vagoanelor.

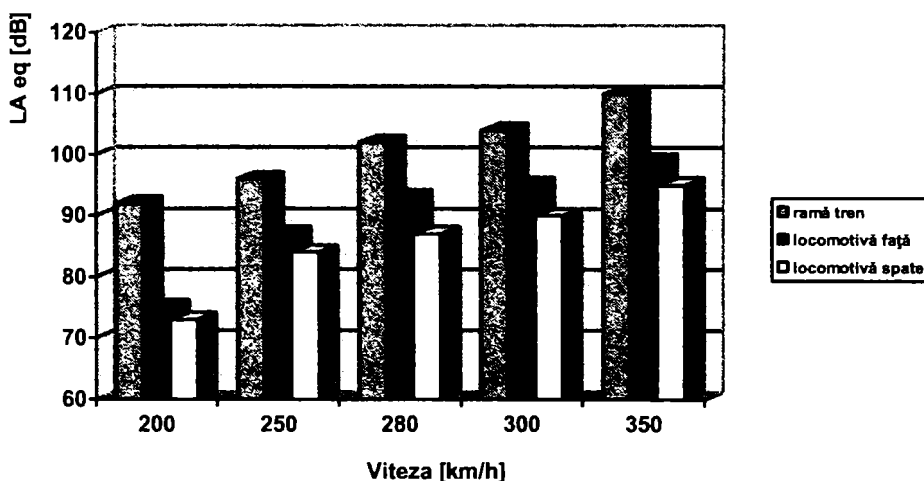


Fig. 3.8. Nivelul presiunii acustice la trecerea TGV [85]

Nivelul de zgomot emis depinde în mare măsură de starea suprafețelor pe care rulează vehiculul feroviar. Sistemul de frânare de la vehiculele motoare deteriorează suprafețele de rulare ale roților prin aplicarea sabotilor pe bandaje, în timp ce la vagoane se utilizează discurile de frânare.

Zgomotul de rostogolire este influențat în mare măsură și de prezența uzurii ondulatorii la șine (figura 3.9). Cele mai mari efecte în privința zgomotului de rostogolire le produce uzura ondulatorie scurtă sub forma unor succesiuni de zone lucioase pe suprafața de rulare. Lungimea de undă a uzurii ondulatorii determină, în funcție de viteza de deplasare, frecvența de excitația a sistemului roată – șină și implicit frecvența zgomotului emis (la o viteză de 140 km/h frecvența zgomotului este cuprinsă între 500 – 1300 Hz).

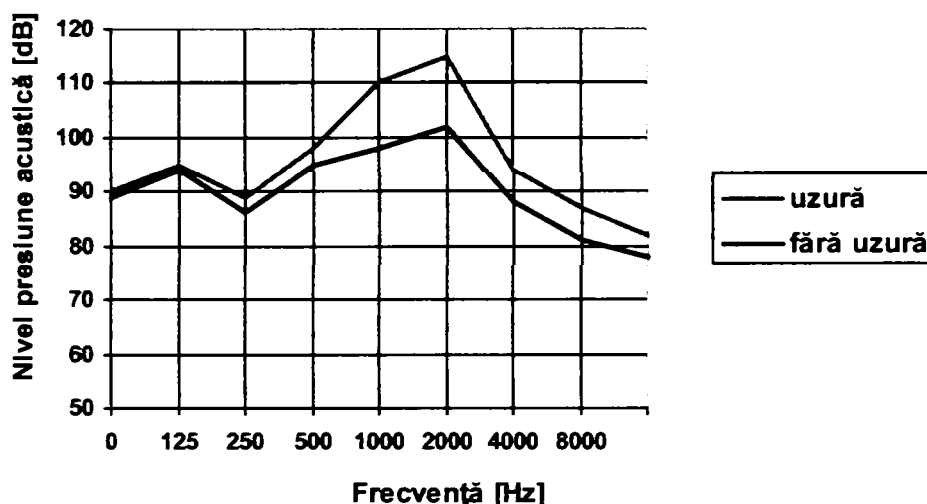


Fig. 3.9. Influența uzurii ondulatorii la linie [50]

Zgomotul de rostogolire este diferit și în funcție de tipul vehiculului feroviar datorită aparatului de rulare. Vibrațiile generate de contactul roată – șină se transmit la celelalte componente ale vehiculului feroviar devenind surse de zgomote.

Aparatul de rulare are cea mai mare pondere în producerea zgomotelor comparativ cu ansamblul cutiei. Pentru vagoanele de călători se impun condiții stricte în privința nivelului de zgomot astfel încât să nu fie afectat confortul călătorilor. Analizarea distribuției nivelului de zgomot în secțiunile transversale ale unui vagon permite identificarea zonelor mai expuse la zgomot astfel încât să se execute o izolare fonică corespunzătoare. Cele mai afectate zone sunt cele din apropierea podelei sau a ușilor de acces. În plan longitudinal trebuie implementate soluții de izolare fonică spre capetele vagonului, în special în zona aparatelor de rulare și a zonelor de intercomunicare dintre vagoane.

Zgomotul de impact se produce datorită discontinuității liniei în cazul joantelor cu rosturi de dilatație, schimbătoarelor de cale sau deformației liniei (locuri plane sau brocuri). La trecerea roții peste aceste denivelări este însoțită de acțiunea unor forțe suplimentare de șoc care provoacă excitarea sistemului roată – șină, rezultând o emisie suplimentară de zgomot. Intensitatea zgomotului de impact crește odată cu viteza de deplasare până când intensitatea zgomotului ajunge la o valoare de prag unde rămâne constantă.

La circulația printr-o curbă, vitezele de alunecare dintre roți și șine cresc foarte mult fapt ce determină apariția fenomenului de stick – slip datorită alunecării laterale a roții pe șină. Forțele de frecare generează vibrații autoîntreținute în sistemul roată – șină, rezultând un zgomot deosebit de intens – zgomotul de curbă. Acest zgomot are o frecvență înaltă care creează un disconfort pentru oameni.

Alte zgomote sunt cele produse de piesele articulate dispuse la exterior, de frecarea saboților de frână pe suprafața de rulare a roții sau pe discurile de frână ori cele produse de circulația aerului prin conducta generală de aer. La viteze medii sau mari de circulație o altă sursă importantă de zgomot este curgerea aerului pe suprafețele exterioare ale locomotivelor și a vagoanelor. După modul de producere există zgomot de cavitate, zgomot de obstacole și zgomot de strat limită.

Zgomotul de cavitate este generat de perturbarea curgerii aerului de-a lungul unui perete. Acesta este cazul zonei de montaj a pantografului, al dispozitivului de intercomunicare între vagoane sau al spațiului boghiurilor. Există mai multe frecvențe dominante care depind de caracteristica de curgere a aerului și de forma cavităților.

Zgomotul de obstacole produs de pantograful ridicat și de aparatajul de pe acoperiș sau de sub cutia locomotivelor.

Zgomotul de strat limită se datorează turbulențelor ce apar în jurul vehiculului feroviar și se caracterizează printr-o bandă mai largă de frecvențe. Nivelul de zgomot în acest caz crește proporțional cu viteza de circulație. Experimental s-a demonstrat că zgomotul produs de rulajul vehiculelor pe șine este predominant comparativ cu celelalte zgomote emise în exterior.

3.2.2. Surse de zgomot interioare la materialul rulant

La vehiculele motoare se întâlnește cea mai mare poluare sonoră datorită instalațiilor și echipamentelor utilizate pentru serviciile de baza și auxiliare. În cazul locomotivelor există foarte multe surse de zgomot cum ar fi: motorul diesel și (sau) motoarele electrice, componentele instalațiilor de forță (generatoare, compresoare, turbosuflyante, ventilatoare, pompe hidraulice) etc.

Dintre toate motorul diesel este cu cel mai ridicat nivel de poluare fonică generată de mecanismele motorului și de arderea combustibilului. În funcție de turație și de încărcare, la trecerea peste anumite valori, nivelul de zgomot exprimat în decibeli, crește liniar cu turația. Rezultă că zgomotul produs de motorul diesel este predominant.

Turbosuflyantele utilizate pentru supraalimentarea motorului sunt deosebit de zgomotoase, spectrul zgomotelor emise sunt concentrate pe o bandă îngustă de frecvențe la valori sensibile pentru ureche umană.

Ventilatoarele care sunt dispuse pe locomotive și vagoane emit zgomote generate datorită fenomenelor aerodinamice și vibrațiilor mecanice. Zgomot de șoc apare la curgerea turbulentă a aerului printre elementele de intrare a ventilatorului. Zgomotul turbionar apare datorită turbioanelor din spatele pieselor aflate în fluxul de aer turbulent.

Zgomote de natură mecanică sunt cele generate de piesele în mișcare, funcționarea instalațiilor de forță, piese dezechilibrate în mișcare de rotație, arbori montați necorespunzător, ventilatoare, turbosuflyante etc.

La cutia de osie la nivelul rulmenților apar zgomote datorită rostogolirii rotelor sau a bilelor. Aceste vibrații se transmit mai departe componentelor din cutia de osie, de aici prin intermediul suspensiei primare la boghiuri, mai departe prin suspensia secundară către cutia vehiculului.

Mașinile electrice sunt factori importanți de zgomot prin cele trei mecanisme de producere: zgomote de proveniență magnetică, zgomot aerodinamic și zgomot de natură mecanică. Zgomotul magnetic este produs de forțele electromagnetice existente între componentele motorului. Vibrațiile generate se transmit prin aer sub formă de zgomot magnetic. Zgomotul aerodinamic este generat de ventilatorul și de rotorul aflate în mișcare de rotație.

Printr-o evaluare corectă a tuturor surselor de zgomote (interioare și exterioare) se poate combate în mod eficient poluarea fonică în interiorul vehiculelor cât și în exterior spre zonele limitrofe căii ferate, contribuind implicit la îmbunătățirea confortului în traficul feroviar.

3.3. Producerea zgomotului de rostogolire

Dintre toate sursele de zgomot care se manifestă la vehiculele feroviare, cea mai mare pondere în poluarea fonică o deține zgomotul de rulare pe șine. Acest tip de zgomot este generat de vibrațiile sistemului roată – șină care apar datorită rugozității suprafețelor de rulare. Au fost elaborate o serie de studii, cel mai important fiind modelul mecanic propus de J.P. Remington [93].

La baza studiului privind rularea pe șine stă observația că nici o suprafață nu este perfect netedă, există defecte multiple la roată cât și la șină. Corpurile aflate în contact sunt elastice și sub acțiunea sarcinii pe roți, se deformează în zona de contact, fapt ce determină apariția unor mișcări relative. Zona de contact va fi o elipsă, mărimea elipsei influențează în primul rând aderența necesară dezvoltării forței de tracțiune cât și valoarea zgomotului produs de rulare.

Suprapunerea rugozităților suprafețelor de rulare are ca efect dezvoltarea forțelor dinamice care acționează asupra roții și șinei. Mărimea forțelor depinde de rigiditatea contactului roată – șină, răspunsul la acțiunea acestor forțe fiind diferențiat după impedanța celor două corpuri. Vibrațiile din zona de contact se propagă în toată masa corpurilor, în principal pe direcție verticală dar și în plan orizontal datorită asimetrie geometrice a roților sau datorită alunecărilor laterale.

Producerea și propagarea zgomotului de rostogolire se prezintă în figura 3.10.

Vibrațiile ce apar la rulaj se transmit prin suprafața roților și a șinei, mediului înconjurător, undele de la cele două corpuri se vor compune și se propagă sub forma zgomotului de rostogolire. Excitarea sistemului roată – șină apare ca urmare a variației deformației șinei la trecerea unui vehicul feroviar.

Teoria privind sursele de producere a zgomotului de rostogolire s-a impus prin experimentele efectuate până în prezent. La trenurile de mare viteză au fost efectuate teste cu roți strunjite astfel încât să aibă o rugozitate sinusoidală cu amplitudine și lungime de undă controlate.

Aspectele teoretice ale modelului:

- efectul de filtru al petei de contact roată – șină se evaluează pe baza rugozității medii a ariei de contact;
- deformațiile elastice sunt determinate de aplicarea teoriei contactului Hertzian;
- șina de consideră o grindă infinită rezemată pe un suport continuu cu un etaj elastic;
- vibrațiile roților sunt determinate pe baza ipotezei izolării mișcării coroanei de disc și butuc;
- mișcările verticale ale sistemului roată – șină induc și mișcări laterale;
- propagarea zgomotului de la contactul roată – șină depinde de reflexia solului.

Perfecționările ulterioare ale modelului Remington se referă la generalizarea modelului de interacțiune roată – șină considerând 6 grade de libertate, introducerea impedanțelor încrucișate, studiul influenței vitezei de deplasare, utilizarea elementului finit, măsurători de rugozitate.

Principala caracteristică a modelului este liniaritatea rezultând că la o dublare a mărimii rugozității corespunde o dublare a zgomotului de rostogolire a roții pe șină. Încercările se efectuează pentru diferite combinații în privința stării materialelor.

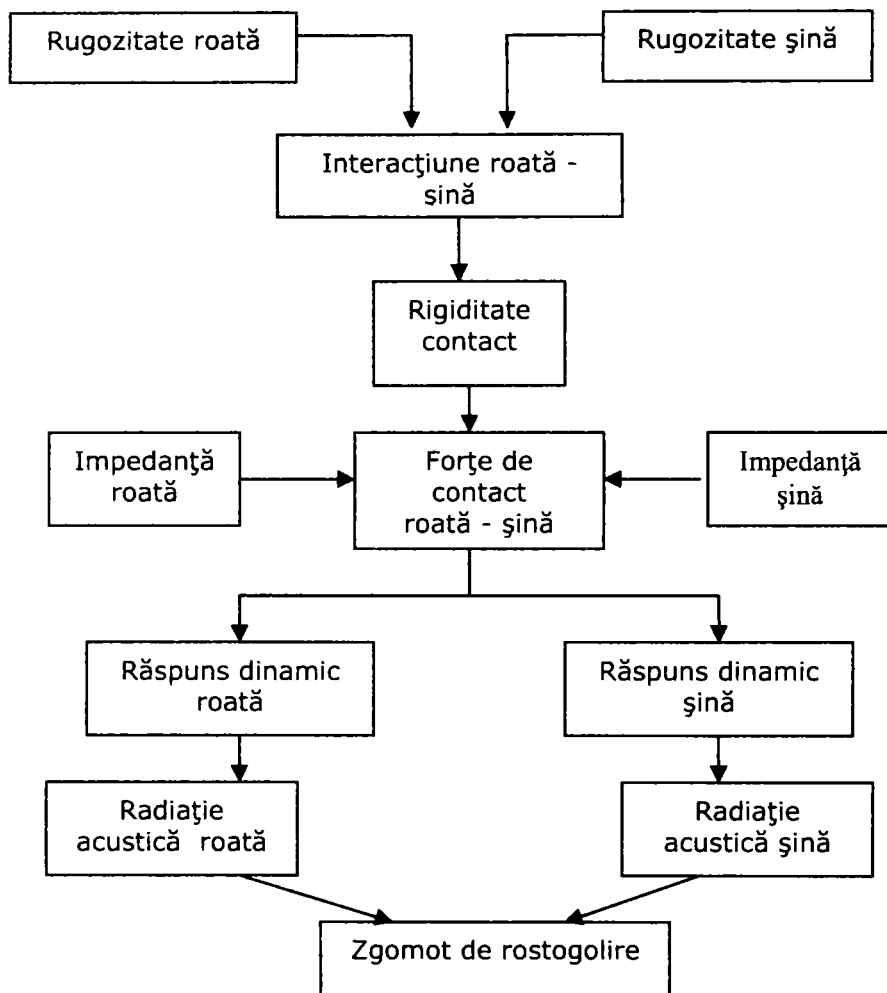


Fig. 3.10. Mecanismul de producere a zgomotului de rostogolire [43]

În urma testelor efectuate a rezultat existența unei relații liniare între vibrațiile roții și ale șinei, respectiv nivelul de zgomot pe un domeniu de frecvențe cuprins între 500 - 2500 Hz. În afara acestui domeniu de frecvențe există abateri de la liniaritate.

Variația impedanței șinei este un alt factor al neliniarității sistemului roată - șină datorită materialelor utilizate: traverse de diferite tipuri, sisteme de prindere și de legătură.

Forțele dinamice sunt preponderente în producerea zgomotelor de rostogolire la vehiculele feroviare. Determinarea vibrațiilor produse se poate realiza prin cunoașterea acțiunii fiecărei componente a forței dinamice, utilizând proprietatea de liniaritate a sistemului și aplicarea principiului de suprapunere a efectelor.

Vibrațiile provocate de o excitație armonică prezintă două regimuri: unul tranzitoriu și unul permanent. Pentru analizarea zgomotului de rulare, se preia doar componenta permanentă, la care toate punctele șinei vibrează cu frecvența forței de excitație.

Regimul dinamic se caracterizează prin impedanța mecanică ce reprezintă raportul dintre forța de excitație și viteza de oscilație. Forța dinamică datorată rugozităților suprafețelor de rulare provoacă vibrații atât în plan vertical cât și orizontal. Pentru a considera și acțiunea forței laterale de contact, regimul dinamic al șinei trebuie caracterizat și prin impedanța verticală, verticală - orizontală și orizontală.

Răspunsul dinamic al șinei depinde suprastructura căii ferate (balast, traverse, elemente de prindere și fixare) cât și de caracteristicile mecanice și geometrice.

3.3.1. Modelul căii pe suport continuu cu un etaj elastic

Cel mai simplu model, utilizat de P.J. Remington și de D.J. Thompson [93] [94], consideră șina ca pe o grindă infinită a cărei secțiune transversală are ca axă de simetrie axa verticală. Grinda care modelează șina are rigiditatea la încovoiere constantă de-a lungul ei și are masa uniform distribuită, aceasta din urmă fiind egală cu masa liniară a șinei la care se adaugă masa traverselor repartizată pe unitatea de lungime în funcție de distanța dintre traverse.

Grinda este rezemată pe un suport elastic continuu care aproximează astfel efectul elasticității traverselor și a patului de balast în conformitate cu figura 3.11. În acest mod însă se neglijează influența pe care o are rezemarea șinei pe traversele căii care sunt dispuse echidistant pe patul de balast. De asemenea, se neglijează amortizarea dată de patul de balast și de frecările interne din elementele de așezare ale șinei și din traverse.

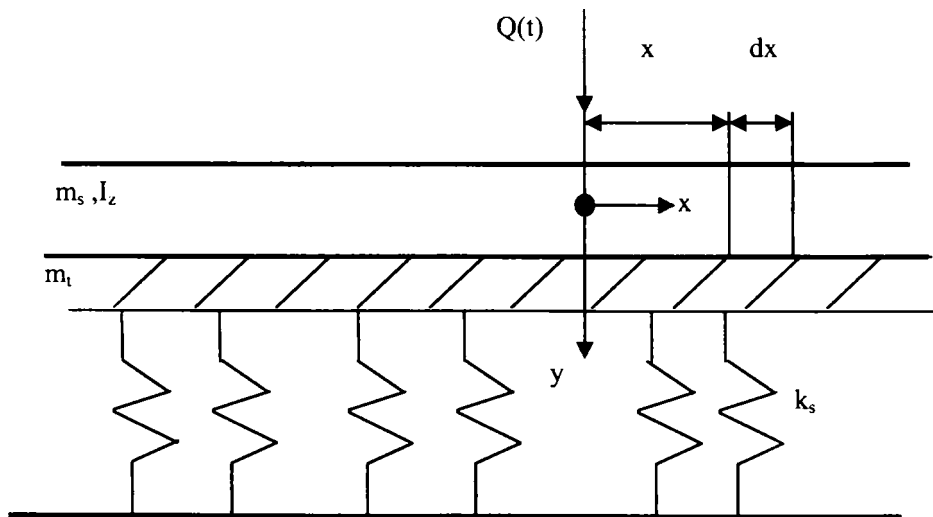


Fig. 3.11. Modelul șinei pe suport continuu cu un etaj elastic

Asupra șinei, în planul vertical al fibrei neutre, acționează o forță armonică $Q(t) = \Delta Q \cos \omega t$ cu amplitudinea ΔQ și pulsația ω . Punctul de aplicare al forței este imobil, ceea ce înseamnă că se neglijează influența vitezei de deplasare a roții asupra răspunsului dinamic al șinei.

Se presupune că deformațiile șinei se datorează numai momentului încovoietor, neglijându-se efectul forței tăietoare și efectul inerțial pe care-l introduce rotația secțiunilor transversale ale șinei. O astfel de grindă este cunoscută în literatura de specialitate sub numele de grindă Euler - Bernoulli.

Mișcarea grinzii se raportează la un sistem de referință Oxy a cărei origine se află pe fibra neutră a grinzii, în dreptul punctului de aplicare a forței armonice. Axa Ox este orientată în lungul șinei, iar axa Oy este orientată spre talpa șinei.

Se adoptă ipoteza Winkler referitoare la faptul că rezistența verticală a traverselor și a patului de balast este proporțională cu deformația grinzii. Aceasta înseamnă că la deformarea grinzii cu y asupra acesteia acționează o forță distribuită dată de relația:

$$q = k_s y \quad (3.27)$$

unde: k_s este modulul căii [N/m^2]

Sub acțiunea forței de excitație, șina are vibrații de încovoiere care se propagă de-a lungul ei. Pentru determinarea ecuației de mișcare a șinei, se consideră un element infinitesimal cu lungimea dx aflat la distanța x de originea sistemului de referință (figura 3.12).

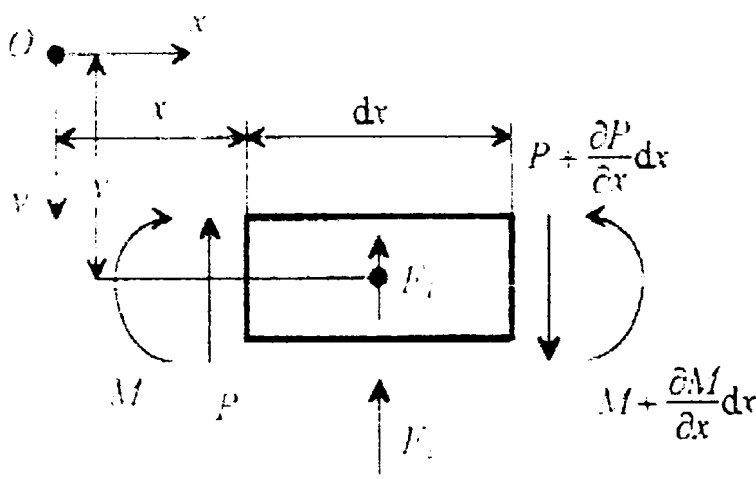


Fig. 3.12. Elementul de grindă

Elementul considerat prezintă o deplasare y a fibrei neutre în raport cu poziția de echilibru, deplasare care depinde de distanță și de timp. În secțiunile de capăt ale elementului de grindă acționează forțele tăietoare și momentele încovoietoare. Aceste eforturi sunt descrise prin funcții care depind de asemenea de timp și de poziția secțiunii în care acționează.

Dacă se consideră un moment oarecare t , atunci eforturile din secțiunea aflată la distanța $x+dx$ de reper pot fi scrise în funcție de valorile pe care le iau eforturile în secțiunea aflată la distanța x de originea reperului. Pentru aceasta este suficient să se dezvolte în serie Taylor funcțiile celor două eforturi și să se rețină, pentru fiecare, numai primii doi termeni.

- pentru forța tăietoare:

$$P(x + dx, t) = P(x, t) + \frac{\partial P(x, t)}{\partial x} dx = P + \frac{\partial P}{\partial x} dx \quad (3.28)$$

- pentru momentul încovoietor:

$$M(x+dx, t) = M(x, t) + \frac{\partial M(x, t)}{\partial x} dx = M + \frac{\partial M}{\partial x} dx \quad (3.29)$$

Asupra elementului de grindă mai acționează rezultanta forței uniform distribuite dată de rezistența patului de balast:

$$F_e = qdx = k_s y dx \quad (3.30)$$

Dacă m_s este masa pe unitatea de lungime a grinzii, atunci forța de inerție care acționează asupra elementului infinitesimal va fi:

$$F_i = m_s \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} dx \quad (3.31)$$

Prin aplicarea principiului lui d'Alambert elementului de grindă considerat se obține ecuației de mișcare:

$$\left(P + \frac{\partial P}{\partial x} dx\right) - P - F_e - F_i = 0 \quad (3.32)$$

respectiv după înlocuirea expresiilor forțelor și efectuarea calculelor:

$$\frac{\partial P}{\partial x} - k_s y - m_s \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (3.32)$$

În ecuația obținută, se urmărește exprimarea forței tăietoare în funcție de deformația y a grinzii. Legătura dintre forța tăietoare și momentul încovoiator, se obține din ecuația de momente față de centrul de greutate al elementului de grindă:

$$\left(M + \frac{\partial M}{\partial x} dx\right) - M - \left(P + \frac{\partial P}{\partial x} dx + P\right) \frac{dx}{2} = 0 \quad (3.34)$$

din care rezultă, după neglijarea termenului de ordinul al doilea,

$$P = \frac{\partial M}{\partial x} \quad (3.35)$$

Momentul de încovoiere M este proporțional cu valoarea curburii grinzii în dreptul elementului considerat, adică se poate scrie relația:

$$M = -\frac{EI_z}{r_s} = -EI_z \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (3.36)$$

unde: I_z este momentul de inerție al secțiunii șinei în raport cu axa față de care se produce încovoierea elementului,

E - modul de elasticitate longitudinal,

EI_z - fiind rigiditatea la încovoiere a șinei,

r_s - raza de curbura a fibrei neutre.

În relație s-a aproximat curbura fibrei medii deformate cu $\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$ întrucât

unghiul tangentei la fibra medie deformată poate fi considerat mic.

Se înlocuiește momentul M din relația 3.35 cu expresia 3.36 și apoi se introduce forța tăietoare P în ecuația de mișcare a șinei 3. 32. Se va obține:

$$EI_z \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + k_s y + m_s \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (3.37)$$

care reprezintă o ecuație diferențială cu derivate parțiale de ordinul patru.

Rezolvarea acestei ecuații se poate face prin aplicarea metodei separării variabilelor, ținându-se seama de condițiile la limită specifice pe care soluția ecuației trebuie să le îndeplinească.

Considerându-se, așa cum s-a precizat, regimul permanent de vibrație, deformația șinei este descrisă astfel:

$$y(x, t) = Y(x) \cos(\omega t + \varphi(x))$$

Sub formă complexă, devine:

$$\bar{y}(x, t) = \bar{Y}(x) e^{j\omega t} \quad (3.38)$$

unde: $Y(x)$ este amplificarea deformației,

$\bar{Y}(x)$ - amplitudinea complexă,

$\varphi(x)$ - defazajul.

În ecuație se trece de la variabila reală $y(x, t)$ la variabila complexă $\bar{y}(x, t)$.

Se efectuează derivatele parțiale ale variabilei complexe $\bar{y}(x, t)$:

$$\frac{\partial^4 \bar{y}}{\partial x^4} = \frac{d^4 \bar{Y}(x)}{dx^4} e^{j\omega t} = \frac{d^4 \bar{Y}}{dx^4} e^{j\omega t}; \quad \frac{\partial^2 \bar{y}}{\partial t^2} = -\omega^2 \bar{Y}(x) e^{j\omega t} = -\omega^2 \bar{Y} e^{j\omega t} \quad (3.39)$$

După aceasta se introduc în ecuația de mișcare. În urma simplificării termenului $e^{j\omega t}$ se obține ecuația diferențială de ordinul patru a amplitudinii complexe $\bar{Y}(x)$:

$$\frac{d^4 \bar{Y}}{dx^4} + \frac{\omega^2 m_s}{EI_z} \left(\frac{\omega_s^2}{\omega^2} - 1 \right) \bar{Y} = 0 \quad (3.40)$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} \quad (3.41)$$

Pentru rezolvarea ecuației 3.40 se consideră că amplitudinea complexă poate avea forma:

$$\bar{Y}(x) = \bar{Y}_n e^{\lambda x} \quad (3.42)$$

Se înlocuiește forma de mai sus a amplitudinii complexe în ecuația 3.40 și se obține ecuația caracteristică:

$$\lambda^4 + \frac{\omega^2 m_s}{EI_z} \left(\frac{\omega_s^2}{\omega^2} - 1 \right) = 0 \quad (3.43)$$

Termenul $\left(\frac{\omega_s^2}{\omega^2} - 1 \right)$ poate fi pozitiv sau negativ, după cum frecvența forței

de excitație este mai mică sau mai mare decât frecvența proprie a șinei. Acest aspect este de natură a schimba forma rădăcinilor ecuației caracteristice. Pentru simplificarea calculelor se introduce notația:

$$\beta^4 = \frac{\omega^2 m_s}{EI_z} \left| \frac{\omega_s^2}{\omega^2} - 1 \right| \quad (3.44)$$

În cazul vibrațiilor subcritice când $\omega < \omega_s$, ecuația caracteristică are forma:

$$\lambda^4 + \beta^4 = 0$$

sau

$$(\lambda^2 + \sqrt{2} \beta \lambda + \beta^2)(\lambda^2 - \sqrt{2} \beta \lambda + \beta^2) = 0 \quad (3.45)$$

din care rezultă soluțiile ecuației caracteristice vor fi:

$$\lambda_{1,2} = -\frac{\sqrt{2}}{2} \beta (1 \pm j); \quad \lambda_{3,4} = \frac{\sqrt{2}}{2} \beta (1 \pm j) \quad (3.46)$$

Fiecărei soluții a ecuației caracteristice îi corespunde o anumită formă a distribuției amplitudinii de-a lungul șinei, adică o anumită undă de încovoiere.

Vibrația șinei se constituie ca o suprapunere a celor patru unde de încovoiere însă ponderea fiecărei forme depinde de condițiile la limită. Distribuția amplitudinii de-a lungul șinei, se scrie sub forma generală:

$$\bar{Y}(x) = \bar{Y}_1 e^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta(1+j)x} + \bar{Y}_2 e^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta(1-j)x} + \bar{Y}_3 e^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta(1+j)x} + \bar{Y}_4 e^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta(1-j)x} \quad (3.47)$$

în care: \bar{Y}_n cu $n=1 \div 4$ sunt constante complexe care urmează a fi calculate pe baza condițiilor la limită.

Pentru stabilirea mai ușoară a condițiilor la limită se poate accepta simetria încărcării grinzii față de axa Oy . Aceasta înseamnă că vibrația grinzii este simetrică în raport cu originea sistemului de referință. Se va secționa grinda în dreptul originii și se consideră că asupra fiecărei jumătăți acționează o forță armonică cu amplitudinea $\Delta Q/2$. Se pun condițiile la limită pentru o singură jumătate a grinzii, considerându-se distribuția amplitudinii dată de relația 3.47.

Pentru partea dreaptă a grinzii, cea cu abscisa pozitivă, se pune condiția ca la capătul de la infinit ($x \rightarrow \infty$) amplitudinea vibrației trebuie să fie finită. Din relația amplitudinii rezultă că trebuie anulate constantele \bar{Y}_3 și \bar{Y}_4 . Forma distribuției amplitudinii devine:

$$\bar{Y}(x) = \bar{Y}_1 e^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta(1+j)x} + \bar{Y}_2 e^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta(1-j)x} \quad (3.48)$$

În origine, datorită simetriei, tangenta la curba amplitudinii este nulă ceea ce presupune satisfăcută condiția

$$\frac{d\bar{Y}}{dx} = 0 \quad \text{pentru } x = 0$$

În plus, amplitudinea forței tăietoare trebuie să fie egală cu amplitudinea forței de excitație. Ținând seama de relația dintre amplitudinea forței tăietoare și amplitudinea vibrației rezultă condiția

$$\frac{d^3\bar{Y}}{dx^3} = \frac{\Delta Q}{2EI_z} \quad \text{pentru } x = 0$$

Se calculează derivatele amplitudinii complexe:

$$\frac{d^n\bar{Y}}{dx^n} = \left(-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta\right)^n \left[(1+j)^n \bar{Y}_1 e^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta(1+j)x} + (1-j)^n \bar{Y}_2 e^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta(1-j)x} \right] \quad (3.49)$$

cu $n=1 \div 3$. Prin introducerea expresiilor derivatelor calculate pentru $x = 0$, condițiile la limită devin echivalente cu următorul sistem algebric liniar neomogen:

$$(1+j)\bar{Y}_1 + (1-j)\bar{Y}_2 = 0, \quad (1+j)^3\bar{Y}_1 + (1-j)^3\bar{Y}_2 = -\frac{\sqrt{2}\Delta Q}{\beta^3 EI_z} \quad (3.50)$$

Soluția sistemului devine:

$$\bar{Y}_{1,2} = \frac{\sqrt{2}\Delta Q(1 \pm j)}{8\beta^3 EI_z}$$

Rezultă cele două constante, care determină distribuția amplitudinii vibrației șinei, după cum urmează:

$$\bar{y}(x) = \frac{\sqrt{2}\Delta Qe^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta x}}{8\beta^3 EI_z} \left[(1+j)e^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta x} + (1-j)e^{\frac{\sqrt{2}}{2}\beta x} \right] \quad (3.51)$$

Utilizând relațiile lui Euler, amplitudinea vibrației șinei se calculează cu relația:

$$\bar{y}(x) = \frac{\sqrt{2}\Delta Qe^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta x}}{4\beta^3 EI_z} \left[\cos \frac{\sqrt{2}}{2}\beta x + \sin \frac{\sqrt{2}}{2}\beta x \right] \quad (3.52)$$

Se obține legea de mișcare a unui punct al grinzii corespunzător coordonatei $x \geq 0$

$$\bar{y}(x, t) = \frac{\sqrt{2}\Delta Qe^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta x}}{4\beta^3 EI_z} (\cos \frac{\sqrt{2}}{2}\beta x + \sin \frac{\sqrt{2}}{2}\beta x) e^{j\omega t} \quad (3.53)$$

În numeroase studii, vibrația șinei este caracterizată prin raportarea deformației la forța armonică, respectiv prin receptanța șinei:

$$\bar{\alpha}_s(x) = \frac{\bar{y}(x, t)}{\Delta Qe^{j\omega t}} = \frac{\sqrt{2}e^{-\frac{\sqrt{2}}{2}\beta x}}{4\beta^3 EI_z} (\cos \frac{\sqrt{2}}{2}\beta x + \sin \frac{\sqrt{2}}{2}\beta x) \quad (3.54)$$

Prin derivarea în raport cu timpul se obține viteza cu care vibrează șina. Conform definiției, punând condiția $x=0$, rezultă impedanța șinei în dreptul punctului de aplicare a forței armonice:

$$\bar{Z} = \frac{\Delta Qe^{j\omega t}}{\frac{\partial \bar{y}(0, t)}{\partial t}} = -\frac{2\sqrt{2}j\beta^3 EI_z}{\omega} \quad (3.55)$$

În continuare, se consideră cazul în care pulsația forței excitatoare este mai mare decât pulsația proprie a șinei ($\omega > \omega_s$), respectiv regimul supracritic. În această situație, ecuația caracteristică are forma:

$$\chi^4 - \beta^4 = 0$$

din care rezultă rădăcinile:

$$\lambda_{1,2} = \pm\beta \quad \text{și} \quad \lambda_{3,4} = \pm j\beta$$

Soluția ecuației diferențiale a amplitudinii complexe este :

$$\bar{Y}(x) = \bar{Y}_1 e^{-\beta x} + \bar{Y}_2 e^{-j\beta x} + \bar{Y}_3 e^{\beta x} + \bar{Y}_4 e^{j\beta x} \quad (3.56)$$

Pentru determinarea constantelor complexe \bar{Y}_{1+4} se procedează de o manieră asemănătoare cazului subcritic. Astfel, pentru axa x-ilor pozitivi, soluția ecuației diferențiale are forma :

$$\bar{Y}(x) = \bar{Y}_1 e^{-\beta x} + \bar{Y}_2 e^{-j\beta x} \quad (3.57)$$

Condiția ca pentru $x \rightarrow \infty$, $\bar{Y}(x)$ să fie finită, impune ca $\bar{Y}_3 = 0$. Termenul al doilea al relației, corespunde propagării undei de încovoiere în direcția $x > 0$. Se observă că din acest termen se obține, prin înmulțirea cu $e^{j\omega t}$, termenul

corespunzător deformării fibrei neutre a șinei $\bar{Y}_2 e^{j(\omega t - \beta x)}$, care este tipic propagării unei unde în direcția abscisei pozitive.

Dacă se pun condițiile la limită pentru $x = 0$, se va obține:

$$\bar{Y}_1 + j\bar{Y}_2 = 0 \text{ și } -\bar{Y}_1 + j\bar{Y}_2 = \frac{\Delta Q}{2\beta^3 EI_z} \quad (3.58)$$

din care rezultă:

$$\bar{Y}_n = \frac{j^{n+1} \Delta Q}{4\beta^3 EI_z} \text{ cu } n = 1; 2$$

Prin introducerea constantelor $\bar{Y}_{1,2}$ obținute mai sus, se ajunge la soluția ecuației diferențiale a amplitudinii vibrației șinei:

$$\bar{Y}(x) = -\frac{\Delta Q(e^{-\beta x} + je^{-j\beta x})}{4\beta^3 EI_z} \quad (3.59)$$

Vibrațiile fibrei medii (pentru $x \geq 0$) sunt descrise de relația :

$$\bar{y}(x, t) = -\frac{\Delta Q e^{j\omega t} (e^{-\beta x} + je^{-j\beta x})}{4\beta^3 EI_z} \quad (3.60)$$

Receptanța șinei este:

$$\bar{\alpha}_s(x) = -\frac{e^{-\beta x} + je^{-j\beta x}}{4\beta^3 EI_z} \quad (3.61)$$

Impedanța șinei în dreptul punctului de aplicare a forței armonice, pentru regimul supracritic de vibrație va fi:

$$\bar{Z}_s = \frac{2\beta^3 EI_z (1 + j)}{\omega} \quad (3.62)$$

3.3.2. Influența amortizării

În regim supracritic, conform rezultatelor obținute cu modelul căii neamortizate, undele de încovoiere care străbat șina nu se atenuează de-a lungul acesteia, lucru care este inexact. Prin urmare, este necesar să se ia în considerare amortizarea introdusă de patul de balast al căii.

Forma cea mai simplă sub care poate fi introdusă amortizarea este aceea a unei forțe distribuite, proporționale cu viteza de deformare a fibrei neutre a șinei:

$$q_a = c_s \frac{\partial y}{\partial t} \quad (3.63)$$

în care c_s este constanta de amortizare distribuită.

Datorită acestei forțe distribuite, asupra elementului infinitesimal de șină, pe lângă forțele menționate mai sus, acționează și o forță de amortizare de tip vâscos.

$$F_a = c_s \frac{\partial y}{\partial t} dx \quad (3.64)$$

Ecuația de mișcare a șinei se modifică astfel:

$$EI_z \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + k_s y + c_s y + c_s \frac{\partial y}{\partial t} + m_s \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (3.65)$$

Considerând soluții de forma:

$$y(x, t) = Y(x) \cos(\omega t + \varphi(x))$$

Rezultă ecuația diferențială a amplitudinii complexe:

$$EI_z \frac{d^4 \bar{Y}}{dx^4} + (k_s + j\omega c_s - \omega^2 m_s) \bar{Y} = 0$$

a cărei ecuație caracteristică se deduce după ce se adoptă forma amplitudinii complexe:

$$EI_z \lambda^4 + k_s + j\omega c_s - \omega^2 m_s = 0 \quad (3.66)$$

Prin introducerea gradului de amortizare $\zeta_s = c_s / (2\sqrt{m_s k_s})$, ecuația caracteristică este:

$$\lambda^4 - k_\chi^4 \left(1 - \frac{\omega_s^2}{\omega^2} - 2j\zeta_s \frac{\omega_s}{\omega}\right) = 0$$

respectiv:

$$\lambda^4 - k_\chi^4 (a_0 - jb_0) = 0 \quad (3.67)$$

în care: $a_0 = 1 - \omega_s^2 / \omega^2$

$$b_0 = 2\zeta_s \omega_s / \omega$$

k_χ - numărul de undă al vibrațiilor libere ale șinei fără suport elastic.

$$\lambda_{1,2} = \pm k_\chi (a_2 - jb_2)$$

$$\lambda_{3,4} = \pm k_\chi (a_2 + jb_2)$$

Pentru cazul când gradul de amortizare este $\zeta_s = 0$, rezultă rădăcinile pentru regimul subcritic:

$$\lambda_{1,2} = -\frac{\sqrt{2}}{2} \beta (1 \pm j)$$

$$\lambda_{3,4} = \frac{\sqrt{2}}{2} \beta (1 \pm j)$$

Iar pentru regimul supracritic rădăcinile sunt:

$$\lambda_{1,2} = \pm \beta$$

$$\lambda_{3,4} = \pm j\beta$$

Deoarece soluțiile ecuației caracteristice sunt opuse două câte două, se demonstrează că deformarea șinei în raport cu originea sistemului de referință, respectiv încărcarea șinei sunt simetrice.

Răspunsul dinamic al șinei depinde într-o măsură foarte mare de tipul traverselor utilizate la construcția căii ferate. Pentru traversele din lemn care sunt mult mai elastice răspunsul dinamic al șinei apare la frecvențe joase. În cazul când lungimea de undă a deformației șinei este dublă față de lungimea dintre două puncte de sprijin (traverse alăturate), apare fenomenul de rezonanță caracterizat prin scăderea impedanței șinei. Micșorarea amplitudinii vibrațiilor de-a lungul șinelor influențează în mod direct nivelul de radiație acustică. Se impune ca vibrațiile să fie atenuate cât mai aproape de locul în care acționează sursa astfel lungimea șinei care vibrează este mai mică iar zgomotul mult mai redus.

3.3.3. Modelul căii pe suport continuu cu două etaje elastice

Utilizarea căii ferate cu traverse de beton a fost generalizată pe toate liniile magistrale, pe cele principale și pe o parte din liniile secundare în special unde există trafic de marfă sporit. Comparativ cu traverse de lemn în cazul celor de beton datorită rigidității mari a acestora se impune intercalarea unor suporturi elastici între șină și traverse. În acest caz linia ferată poate fi asimilată cu un model dublu etajat. Primul etaj este format din șine pe suporturi elastici iar al doilea traverse pe stratul de balast.

După cum s-a mai menționat, în cazul căii cu traverse de beton trebuie să se țină seama și de influența elasticității suporturilor de șină precum și de faptul că traversele, fiind rigide, au numai efect inerțial. Pentru aceasta, Grassie [60] a propus un model de cale, tot pe suport continuu, dar cu două etaje elastice. În acest model, traversele sunt asimilate cu o linie alcătuită din elemente de masă, uniform distribuite de-a lungul căii conform figurii. Între elementele de masă adiacente nu se transmit forțe tăietoare și momente de încovoiere. Se consideră că suportii de șină formează un pat elastic continuu pe care se reazemă șina. În același mod este idealizată elasticitatea prisme de balast, (figura 3.13).

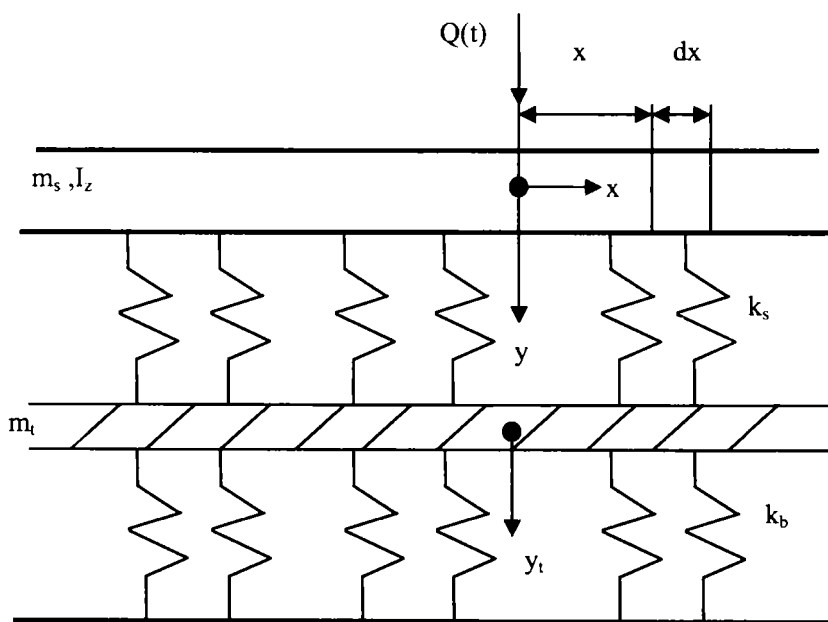


Fig. 3.13. Modelul șinei pe suport continuu cu două etaje elastice

Pentru analiza acestui model se propune mai întâi cazul căii neamortizate, urmând ca apoi să se arate care este influența amortizării.

Mișcarea șinei, considerată o grindă Euler - Bernoulli, este descrisă de ecuația:

$$EI_z \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m_s \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + k_s(y - y_t) = 0 \quad (3.68)$$

unde: y este deformația șinei,
 y_t - deplasarea traversei.

Ecuția s-a obținut prin aplicarea principiului lui D'Alambert unui element infinezimal de șină ținându-se seama că forța datorată elasticității suporturilor de șină este proporțională cu deplasarea relativă dintre șină și traverse.

Ecuția de mișcare a elementelor de masă ale traverselor este de forma:

$$m_t \frac{\partial^2 y_t}{\partial t^2} + (k_b + k_s)y_t - k_s y = 0 \quad (3.69)$$

unde: m_s este masa pe unitatea de lungime a șinei,
 m_t - masa pe unitatea de lungime a traversei,
 k_s - rigiditatea pe unitatea de lungime a șinei,
 k_b - rigiditatea pe unitatea de lungime a patului de balast.

Cele două ecuații formează un sistem de ecuații cu derivate parțiale căruia trebuie să i se atașeze condițiile la limită specifice excitării sistemului într-un punct fix al șinei. Pentru rezolvarea sistemului se poate aplica metoda separării variabilelor. Se consideră mărimile complexe:

$$\bar{y}(x, t) = \bar{Y}(x)e^{j\omega t}, \quad \bar{y}_t(x, t) = \bar{Y}_t(x)e^{j\omega t} \quad (3.70)$$

în care $\bar{Y}(x)$, $\bar{Y}_t(x)$ sunt amplitudinile complexe ale șinei și traverselor.

Se introduc mărimile complexe în ecuațiile sistemului și se obține :

$$EI_z \frac{d^4 \bar{Y}}{dx^4} + (k_s - \omega^2 m_s)\bar{Y} - k_s \bar{Y}_t = 0 \quad (3.71)$$

$$(-\omega^2 m_t + k_s + k_b)\bar{Y}_t - k_s \bar{Y}_t = 0$$

Cu notațiile următoare :

$$\omega_s^2 = k_s / m_s, \quad \omega_t^2 = k_b / m_t \quad \text{și} \quad \mu = m_s / m_t$$

Sistemul devine :

$$\frac{d^4 \bar{Y}}{dx^4} + k_x^4 \left[\left(\frac{\omega_t^2}{\omega^2} - 1 \right) \bar{Y} - \frac{\omega_s^2}{\omega^2} \bar{Y}_t \right] = 0 \quad (3.72)$$

$$\left(\frac{\mu \omega_s^2 + \omega_t^2}{\omega^2} - 1 \right) \bar{Y}_t - \mu \frac{\omega_s^2}{\omega^2} \bar{Y} = 0$$

Din ultima ecuație se obține relația dintre \bar{Y} și \bar{Y}_t :

$$\bar{Y}_t = \mu \frac{\omega_s^2 / \omega^2}{\left(\mu \omega_s^2 + \omega_t^2 \right) / \omega^2 - 1} \bar{Y} \quad (3.73)$$

$$\frac{d^4 \bar{Y}}{dx^4} + k_x^4 \left[\frac{\omega_s^2}{\omega^2} - 1 - \mu \frac{(\omega_s / \omega)^4}{\left(\mu \omega_s^2 + \omega_t^2 \right) / \omega^2 - 1} \right] \bar{Y} = 0 \quad (3.74)$$

Se consideră amplitudinea complexă a șinei și se obține ecuația caracteristică:

$$\lambda^4 + k_x^4 \frac{(\omega_1^2 / \omega^2 - 1)(\omega_2^2 / \omega^2 - 1)}{\omega_3^2 / \omega^2 - 1} = 0 \quad (3.75)$$

în care $\omega_{1,2}$ satisfac relația:

$$(\omega_1^2 - \omega^2)(\omega_2^2 - \omega^2) = \omega^4 - [(1 + \mu)\omega_S^2 + \omega_t^2]\omega^2 + \omega_S^2\omega_t^2$$

iar ω_3 , relația:

$$\omega_3^2 = \omega_t^2 + \mu\omega_S^2$$

Pulsațiile $\omega_{1,2}$ reprezintă pulsațiile proprii ale căii pe suport continuu cu două etaje elastice, în timp ce ω_3 este pulsația la care se produce antirezonanța șinei.

Considerând $\omega_1 = \min(\omega_1, \omega_2)$ se verifică inegalitățile $\omega_1 < \omega_3 < \omega_2$, adică frecvența de antirezonanța se află între cele două etaje elastice. Termenul liber al ecuației caracteristice poate fi pozitiv sau negativ, în funcție de valoarea pulsației ω cu care acționează forța excitatoare. Prin urmare, dacă $\omega \in (0, \omega_1) \cup (\omega_3, \omega_2) = D_1$, atunci ecuația caracteristică are forma:

$$\lambda^4 + \beta^4 = 0 \quad (3.76)$$

$$\text{unde: } \beta^4 = k_x^4 \left| \frac{(\omega_1^2 / \omega^2 - 1)(\omega_2^2 / \omega^2 - 1)}{\omega_3^2 / \omega^2 - 1} \right|$$

Dacă se consideră:

$$\omega \in (\omega_1, \omega_3) \cup (\omega_2, \infty) = D_2,$$

atunci ecuația caracteristică are forma:

$$\lambda^4 - \beta^4 = 0 \quad (3.77)$$

Din calcul se ajunge la forma întâlnită în cazul căii pe suport continuu cu un etaj elastic. Există însă o deosebire și aceasta constă evident în expresia parametrului β . În consecință, vibrațiile șinei sunt descrise dacă $\omega \in D_1$ și dacă $\omega \in D_2$, în care β este dat de relația (3.65).

În mod corespunzător se deduce din relația (3.62) că, după introducerea pulsației de antirezonanță a șinei, forma amplitudinii complexe a traverselor devine:

$$\bar{Y}_t = \mu \frac{\omega_S^2 / \omega^2}{\omega_3^2 / \omega^2 - 1} \bar{Y} \quad (3.78)$$

Această relație arată că, în cazul în care $\omega < \omega_3$, traversa vibrează în fază cu șina, iar dacă $\omega > \omega_3$, atunci traversa și șina vibrează în opoziție de fază. Acest fapt este regăsit de-a lungul întregii căi.

Expresia modulului receptanței șinei în punctul de aplicare a forței excitatoare are modulul:

$$|\bar{\alpha}_S(0)| = \frac{\sqrt{2}}{4k_x^3 EI_z} \left| \frac{\omega_3^2 / \omega^2 - 1}{(\omega_1^2 / \omega^2 - 1)(\omega_2^2 / \omega^2 - 1)} \right|^{3/4} \quad (3.79)$$

unde: numitorul fracției se anulează pentru $\omega = \omega_{1,2}$

Receptanța devine infinită, ceea ce înseamnă că răspunsul dinamic al șinei, pe suport continuu cu două etaje elastice, are două frecvențe de rezonanță. În cazul în care $\omega = \omega_3$, atunci receptanța șinei se anulează, adică șina este nemișcată, situație ce corespunde fenomenului de antirezonanță.

Receptanța traverselor în punctul de contact va fi:

$$|\bar{\alpha}_t(0)| = \frac{\bar{Y}_t(0, t)}{Qe^{jat}} = \frac{\sqrt{2}}{4k_x^3 EI_z} \frac{\frac{\mu\omega_s^2}{\omega^2}}{\left[\left(\left(\frac{\omega_1^2}{\omega^2} - 1 \right) \left(\frac{\omega_2^2}{\omega^2} - 1 \right) \right)^3 \left(\frac{\omega_3^2}{\omega^2} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{4}}}$$

În punctele de contact vibrația traversei are două rezonanțe comune cu șina și o a treia rezonanță la care șina nu vibrează.

La calea cu traverse din beton, suprastructura are un caracter dinamic absorbant care atenuează în mare măsură vibrațiile șinei. Vibrațiile șinei și ale traverselor au amplitudini finite, indiferent de frecvența forței perturbatoare. La frecvențe mai mari, componentele șinei încep să vibreze separat astfel că talpa, inima și ciuperca șinei au vibrații diferite.

3.4. Modelarea cu element finit a căii de rulare

Pentru o analiză a modului de comportare a liniei la solicitările induse de materialul rulant, s-a impus cercetarea unui fenomen echivalent (prin modelare 3D) cu ajutorul softului specializat ProENGINEER urmat de o simulare matematică a fenomenului cu programul ANSYS. Astfel, s-a simulat existența a două tipuri de vehicule feroviare motoare (o locomotivă electrică tip LE 060 EA 5100 kW, respectiv o locomotivă diesel electrică tip LDE 621 EGM de 2100 CP) pe o secție de circulație cu linii având traverse de lemn respectiv secție de circulație cu linii având traverse de beton.

3.4.1. Cazul simulării cu locomotiva 060 EA 5100 kW

În cadrul analizei efectuate s-au luat în considerare datele inițiale prezentate în tabelul 3.2

- cale ferată cu traverse din beton precomprimat
- șină de tip 60 E1
- poziționare cale: aliniament și palier
- încărcare cu sarcini echivalente locomotivei EA 5100 kW

Tabelul 3.2

Material	Beton
Stiffness Behavior	Flexible
Nonlinear Material Effects	Yes
Bounding Box	
Length X	2500, mm
Length Y	190, mm
Length Z	250, mm
Properties	
Volume	9,6947e+007 mm ³
Mass	222,98 kg
Centroid X	742, mm

Centroid Y	-105,59 mm
Centroid Z	-325, mm
Moment of Inertia Ip1	1,491e+006 kg·mm ²
Moment of Inertia Ip2	1,1761e+008 kg·mm ²
Moment of Inertia Ip3	1,1789e+008 kg·mm ²
Statistics	
Nodes	644
Elements	90

În figura 3.21 este reprezentat modul în care s-a făcut discretizarea în elemente finite de tip solid pentru șină și traverse.

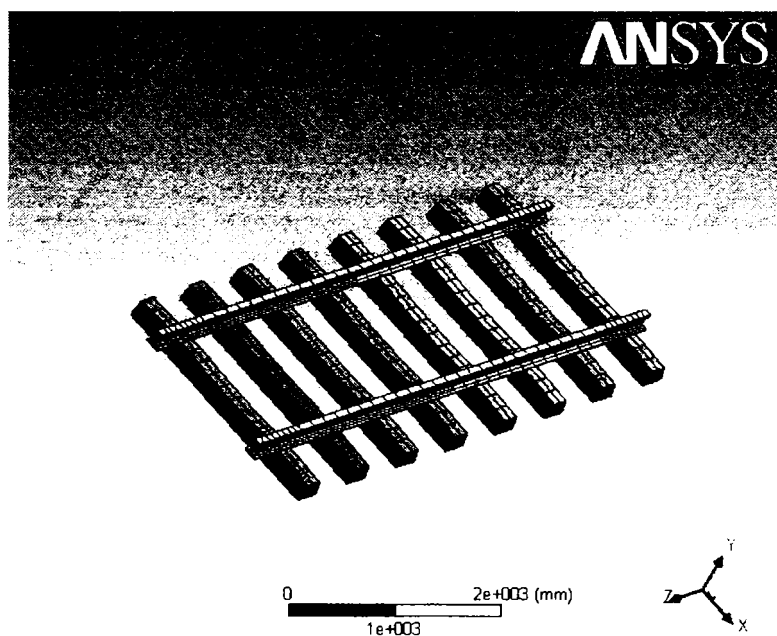


Fig.3.14

Pe modelul considerat s-au reprezentat conform figurii 3.15 punctele în care acționează cele 6 forțe distribuite prin intermediul roților de la boghiul locomotivei.

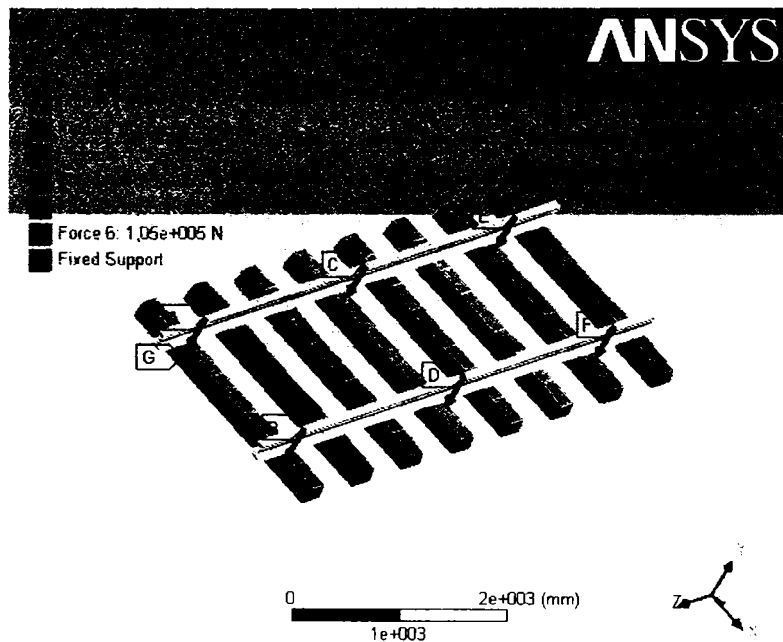


Fig.3.15

În urma acțiunii celor 6 forțe, a rezultat faptul că deformația totală are valori cuprinse între 0,0157 și 0,141 mm după cum se poate observa din figura 3.16.

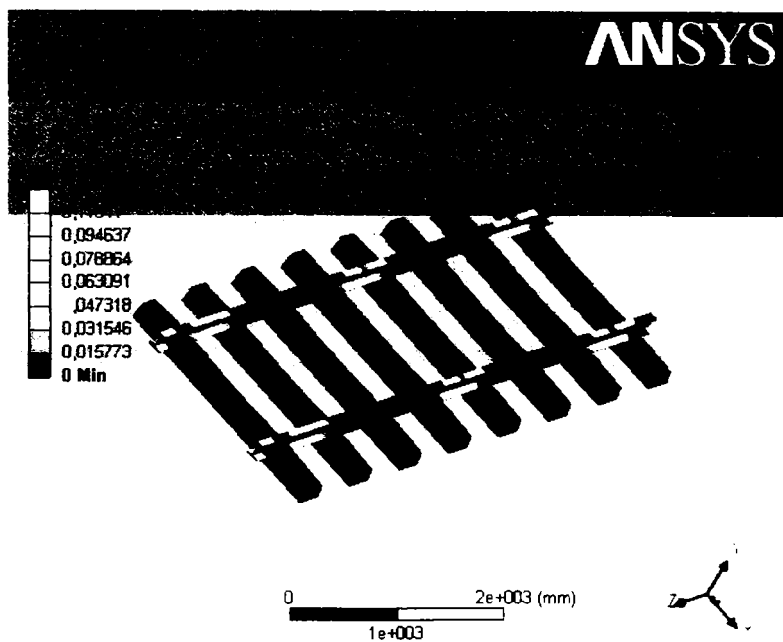


Fig.3.16

În figura 3.17 s-au reprezentat deformațiile după direcția axei x.

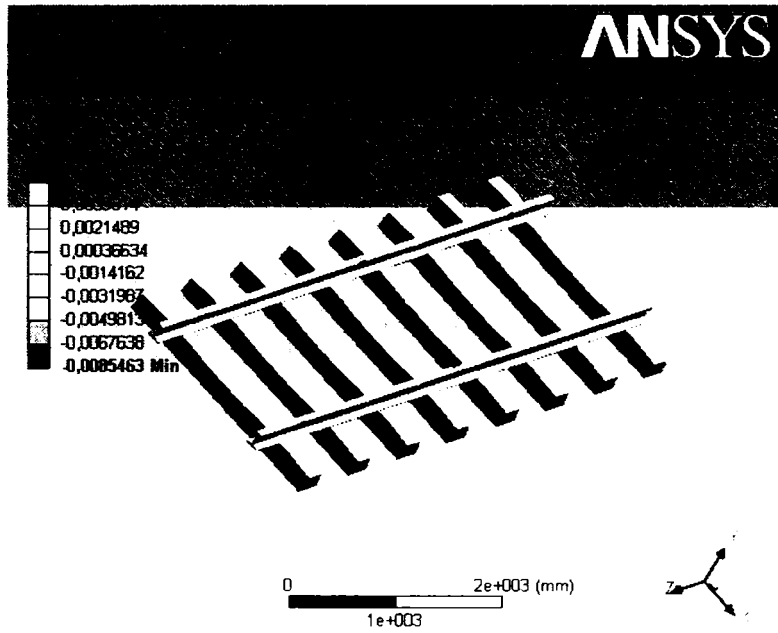


Fig.3.17

În figura 3.18 s-au reprezentat deformațiile după direcția axei y.

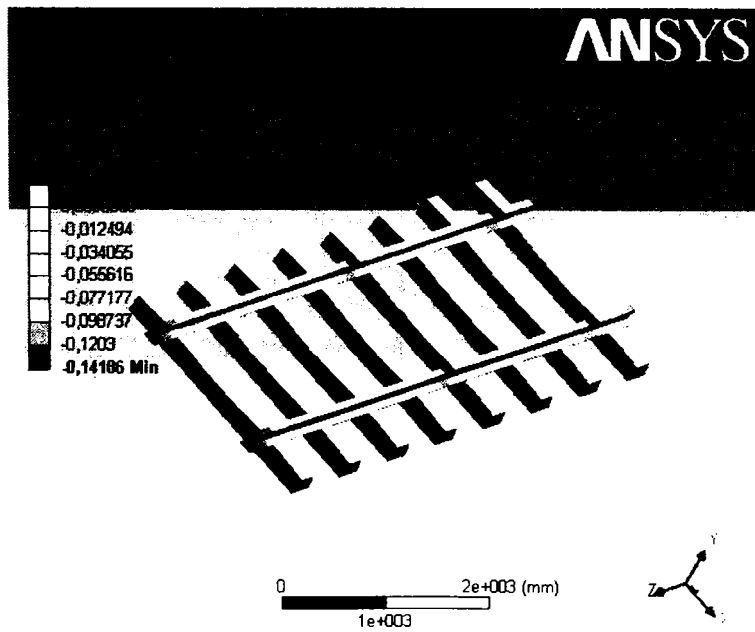


Fig.3.18

În figura 3.19 s-au reprezentat deformațiile după direcția axei z.

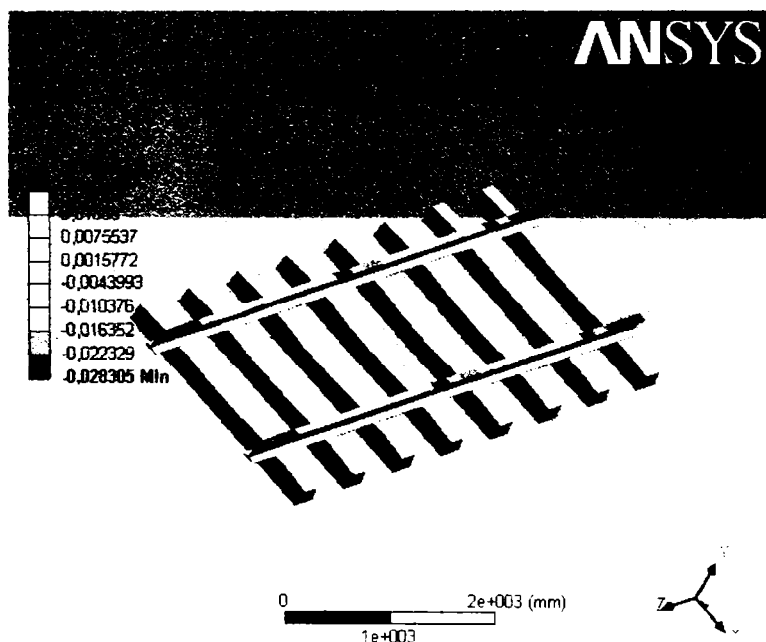


Fig.3.19

În figura 3.20 s-au reprezentat deformațiile elastice echivalente (von - Mises) calculate cu teoria a V-a de echivalență.

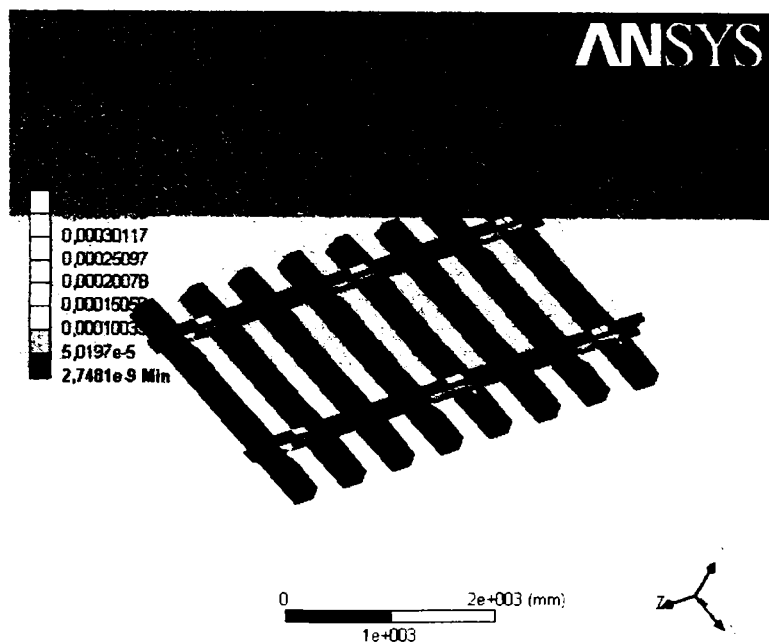


Fig. 3.20

3.4.2. Cazul simulării cu locomotiva 621 EGM 2100 CP

Datele inițiale:

- cale ferată cu traverse din lemn
- șină de tip 60 E1
- poziționare cale: aliniament și palier

Tab. 3.3

Material	Lemn			
Stiffness Behavior	Flexible			
Nonlinear Material Effects	Yes			
Bounding Box				
Length X	2500, mm			
Length Y	140, mm			
Length Z	260, mm			
Properties				
Volume	9,1e+007 mm ³			
Mass	6370, kg			
Centroid X	742, mm			
Centroid Y	-70, mm			
Centroid Z	1370, mm	870, mm	370, mm	-130, mm
Moment of Inertia Ip1	3,3281e+009 kg·mm ²			
Moment of Inertia Ip2	3,3536e+009 kg·mm ²			
Moment of Inertia Ip3	4,6289e+007 kg·mm ²			
Statistics				
Nodes	298			
Elements	30			

În figura 3.21 este reprezentat modul în care s-a realizat discretizarea în elemente finite de tip solid pentru șină și traverse.

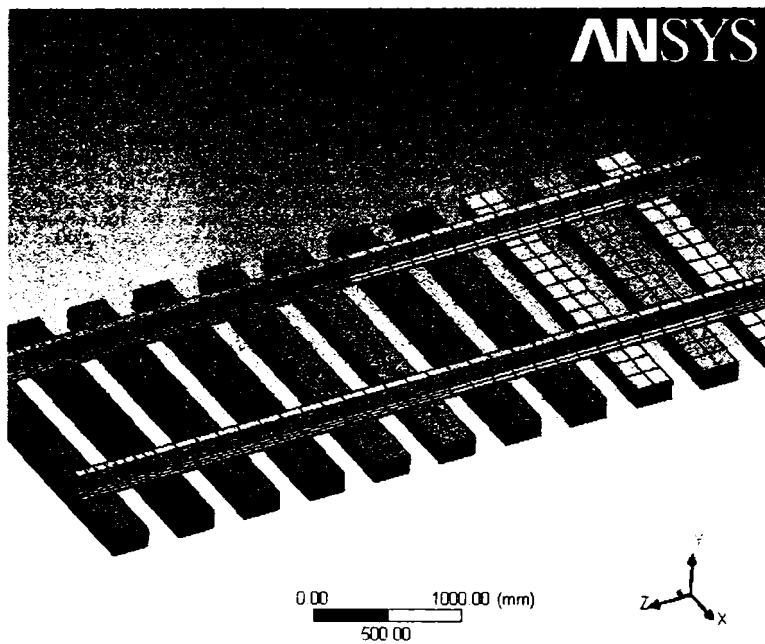


Fig. 3.21

Pe modelul considerat s-au reprezentat conform figurii 3.22 punctele în care acționează cele 6 forțe distribuite prin intermediul roților de la boghiul locomotivei.

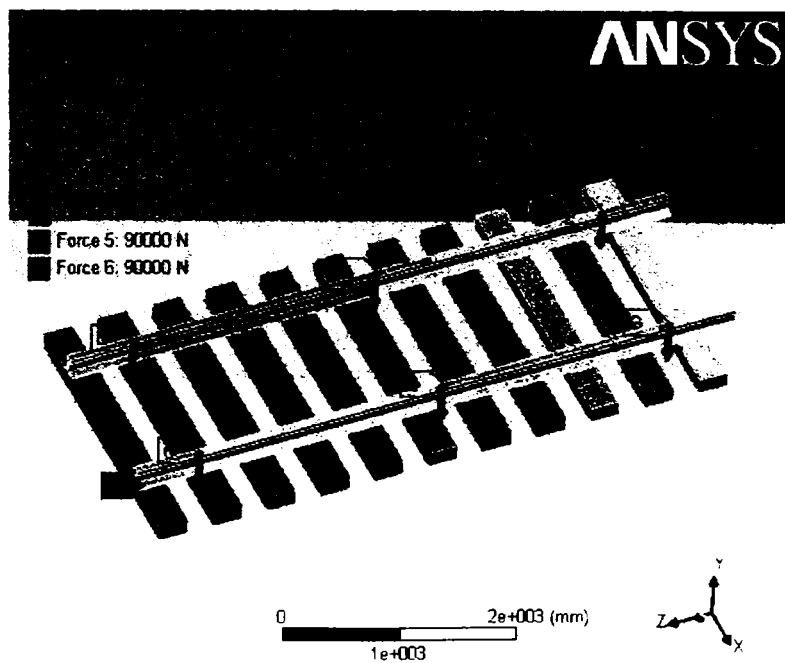


Fig. 3.22

În urma acțiunii celor 6 forțe, a rezultat faptul că deformația totală are valori cuprinse între 0,0197 și 0,178 mm după cum se poate observa din figura 3.23.

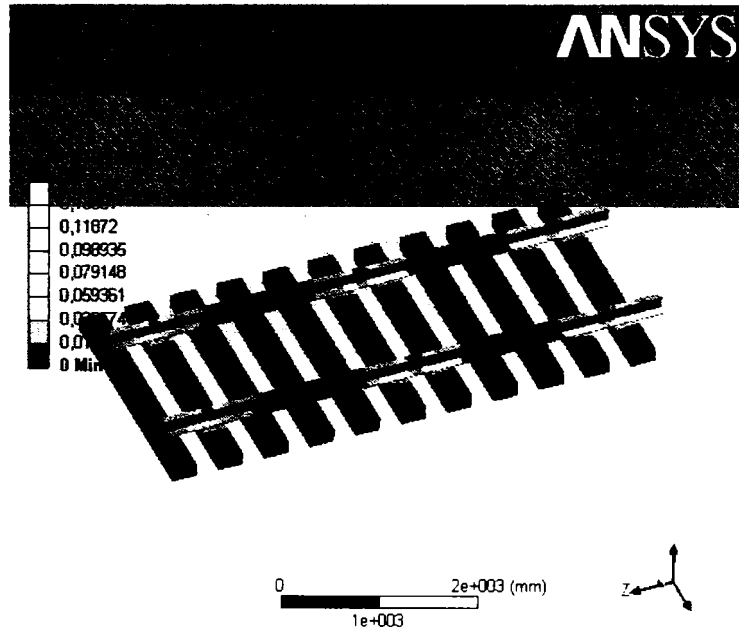


Fig. 3.23

În figura 3.24 s-au reprezentat deformațiile după direcția axei x.

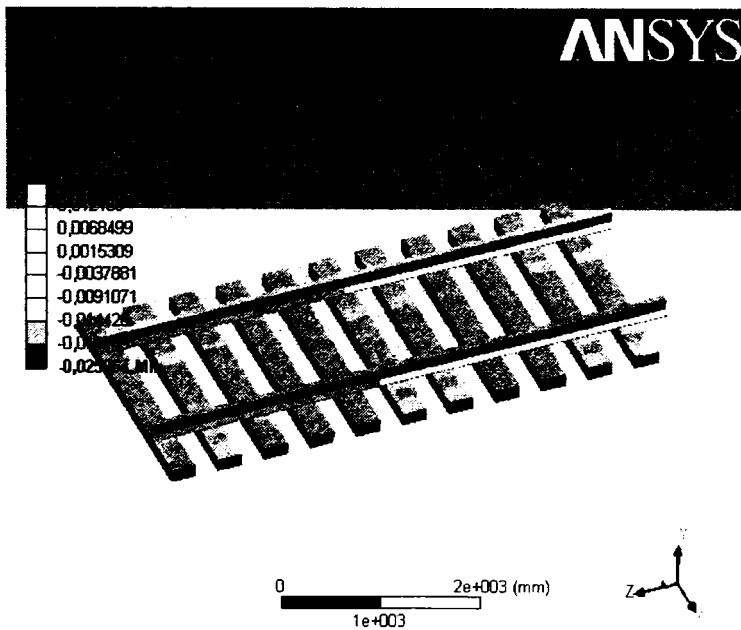


Fig. 3.24

În figura 3.25 s-au reprezentat deformațiile după direcția axei y.

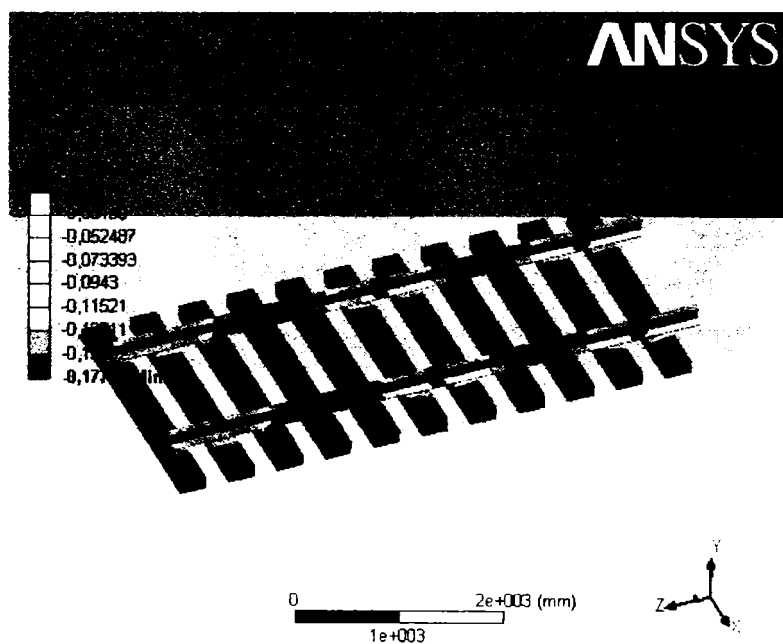


Fig. 3.25

În figura 3.26 s-au reprezentat deformațiile după direcția axei z.

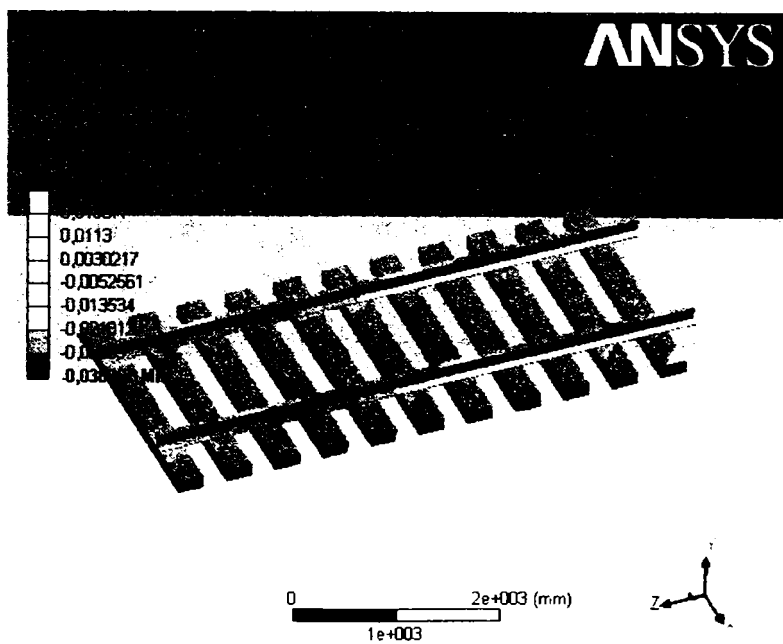


Fig. 3.26

În figura 3.27 s-au reprezentat deformațiile elastice echivalente (von - Mises) calculate cu teoria a V-a de echivalență.

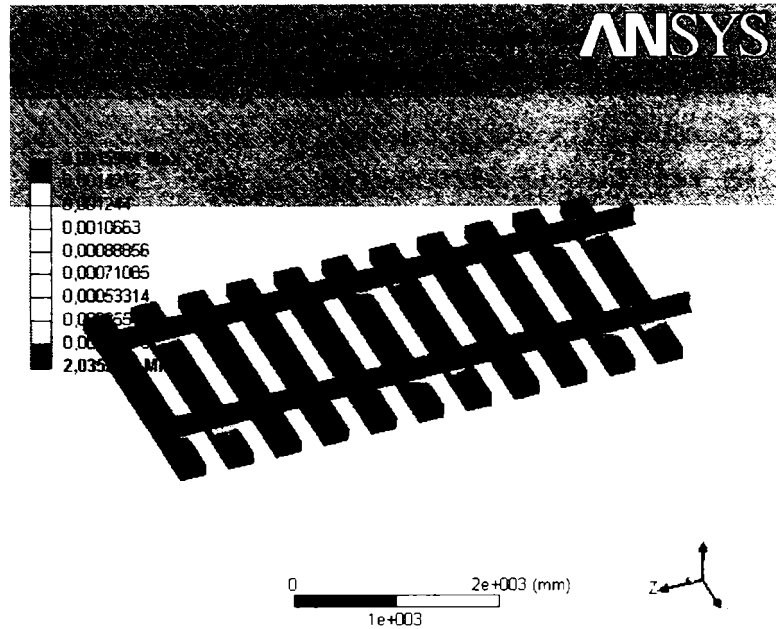


Fig. 3.27

Concluzii:

Studiul privind circulația unui vehicul pe cale s-a realizat din considerentul că trecerea acestuia determină producerea unor vibrații care se repetă în mod ciclic și conduc la fenomenul de radiație acustică. Aceste radiații se propagă în mediul înconjurător pe cale aeriană producând perturbații acustice în vecinătatea căii ferate.

Comparând rezultatele teoretice obținute pentru modelul căii pe suport continuu cu două etaje elastice și cele determinate în cadrul simulării efectuate în ANSYS se poate concluziona faptul că unda de deformație progresivă în lungul șinei care determină vibrații în corpul șinei poate fi considerată sursă de zgomot.

Nivelul frecvenței acestui zgomot depinde de viteza de propagare a undei în lungul șinei și de încărcarea provenită de la vehicul. În afară de această cauză, zgomotul mai este influențat de punctele de prindere a șinei pe traversă care au o comportare elastică.

În cazul traversei de beton, dacă contactul șină traversă ar fi direct șocurile ar fi prea dure, fapt ce ar duce la deteriorarea traversei, respectiv la creșterea nivelului de zgomot. Pentru a diminua acest efect se intercalează între talpa șinei și traversă un suport elastic compensator cu rol de amortizare parțială.

Pentru viteze de circulație mari șinele se izolează acustic prin intermediul sistemelor de rezemare și fixare astfel încât radiația acestora să fie diminuată. Se recomandă utilizarea unor sisteme de prindere cu caracteristică de elasticitate controlată iar traversele de beton să fie dispuse pe un pat de asfalt elastic.

4. Metode de combatere a zgomotului

4.1. Construcția structurilor de izolare fonică la vehiculele feroviare

Reducerea zgomotului la vehiculele feroviare trebuie realizată încă din faza de proiectare și de construcție, astfel încât, utilizând cele mai noi tehnologii din domeniu, să se obțină un confort ridicat atât în interiorul vehiculelor cât și în zonele adiacente căii ferate. Pentru alegerea celor mai eficiente mijloace de combatere a zgomotului sunt necesare studii asupra mecanismelor de producere și de propagare a zgomotelor de la sursă la spațiile, pentru care se impune o protecție fonică corespunzătoare.

Transmiterea zgomotelor spre interiorul vehiculelor feroviare se face pe mai multe căi. Din zona de contact roată – șină, zgomotul se propagă în mediul din jurul căii ferate, o parte a fronturilor de undă se vor propaga spre structura cutiei, intrând în contact cu podeaua, pereții laterali și acoperișul vehiculului feroviar. La suprafața de contact dintre fronturile de undă și cutie apar vibrații provocate de variația presiunii acustice. Vibrațiile induse în acest mod se vor propaga din aproape în aproape, ajungând la suprafața interioară a cutiei. În continuare se vor transmite în acest mediu, determinând un anumit nivel de zgomot în interiorul vehiculului. Orice componentă din structura cutiei unui vagon sau locomotive prezintă o anumită transparență acustică. Această cale de transmitere este cea aeriană, zgomotul transmis fiind zgomot aerian. Tot pe această cale se mai transmit zgomotele de la instalațiile de forță de pe locomotive (motoare diesel, ventilatoare, motoare electrice, compresoare) sau de la instalațiile de climatizare, condiționare sau ventilare dispuse sub planșeul fiecărui vagon, precum și zgomotul aerodinamic generat la circulația vehiculului.

Un alt mod de transmitere a zgomotelor este calea solidă, întreaga structura a vehiculului feroviar. Vibrațiile pot fi transmise atât din exterior, de la aparatul de rulare cât și din interior de la orice instalație de forță sau auxiliară care funcționează pe locomotive sau vagoane.

Deși se folosesc elemente elastice de fixare, vibrațiile mașinilor se transmit integral sau parțial la șasiul vehiculului sau la pereții acestuia. Toate aceste elemente devin, la rândul lor, surse de zgomot care transmit mai departe aceste perturbații, atât pe cale solidă cât și pe cale aeriană. În acest ultim caz, vibrațiile se transmit în interior dar și în exterior, în mediului înconjurător generând un câmp acustic în jurul sursei. Undele se propagă prin aer spre pereții incintei pe care îi penetrează datorită transparenței acustice ajungând în spațiul ce trebuie protejat, pe cale directă. O altă formă de propagare este cea indirectă la care propagarea se realizează prin tot pe cale aeriană spre pereții vehiculului de unde prin vibrații ale structurii ajung în spațiile protejate fonic.

A treia formă de propagare a undelor este calea secundară, respectiv prin aer spre exteriorul vehiculului în mediu înconjurător de unde prin intermediul ferestrelor, al ușilor pătrunde la interior, contribuind la mărirea nivelului de zgomot. În figura 4.1 sunt indicate căile de propagare a zgomotelor în cazul unei locomotive diesel – electrice.

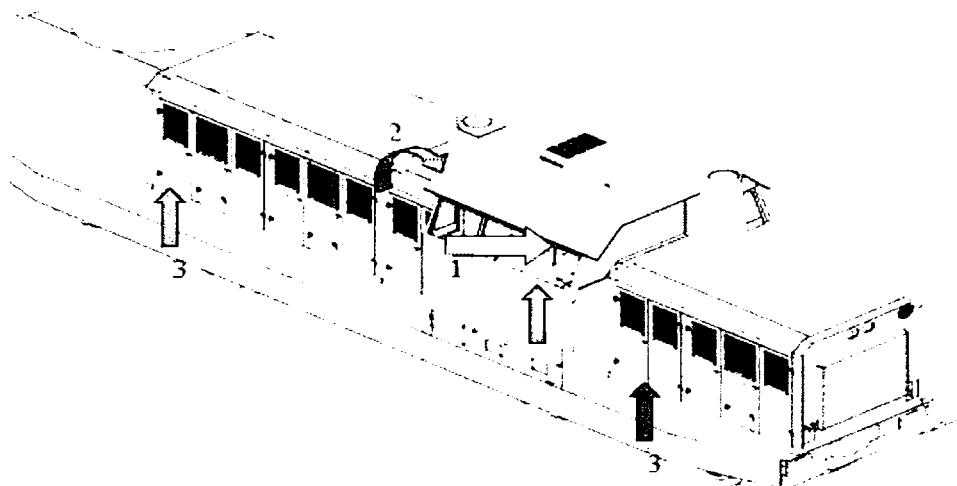


Fig. 4.1. Căile de transmitere a zgomotelor la locomotivă

- 1 - transmisie pe cale aeriană directă
- 2 - transmisie pe cale aeriană indirectă
- 3 - transmitere pe cale solidă

În cazul vagoanelor de călători apar o serie de probleme privind reducerea nivelului de zgomot la interior datorită suprafețelor mari vitrate care contribuie la diminuarea indicelui de atenuare acustică. Cele mai sensibile suprafețe din acest punct de vedere sunt deschiderile pentru geamuri respectiv uși. În figura 4.2 sunt indicate căile de propagare a zgomotelor la un vagon de clasa tip constructiv mixt având compartimente mici la extremități și un salon central.

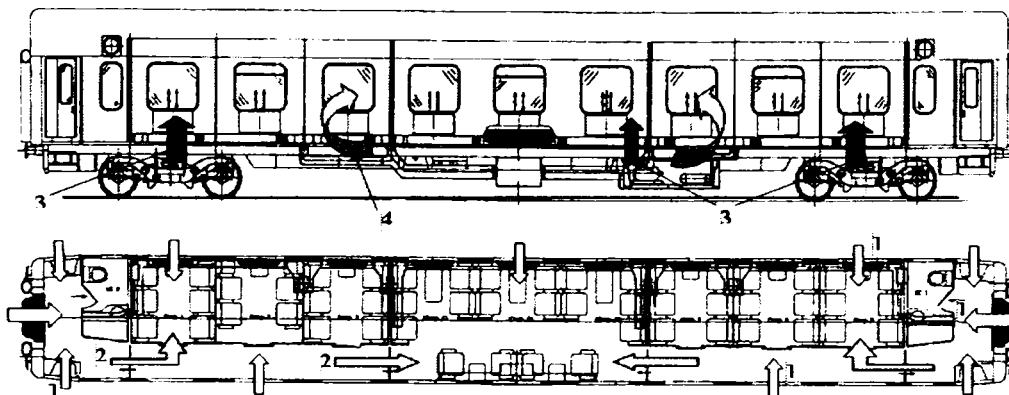


Fig. 4.2. Căile de transmitere a zgomotelor la vagonul compartimentat [103]

- 1- zgomot transmis pe cale aeriană directă
- 2- zgomot transmis pe cale aeriană indirectă
- 3- zgomot transmis pe cale solidă
- 4- zgomot transmis pe cale aeriană secundară

4.2. Izolarea acustică cu ecran simplu

Indiferent de tipul sursei, zgomotul aerian pătrunde în interiorul vehiculului sau trece dintr-un compartiment într-altul al vehiculului prin elementele de structură ale cutiei. Acestea se comportă ca ecrane acustice care se opun, mai mult sau mai puțin, trecerii energiei acustice.

Prin ecran simplu se înțelege ecranul care este alcătuit dintr-un singur material, omogen din punct de vedere al proprietăților mecanice. De exemplu, la un vagon de călători, pot fi considerate ecrane simple pereții interiori confecționați din PFL sau alt material lemnos, geamurile de la ferestrele cu geam simplu. De asemenea, orientativ, se mai poate explica ipoteza ecranului simplu și la elementele de structură alcătuite din mai multe straturi din materiale diferite, cum ar fi podeaua și pereții exteriori ai cutiei, dacă diferitele straturi sunt bine solidarizate între ele.

Transmiterea zgomotului dintr-o parte în cealaltă a ecranului separator se explică, pe de o parte, prin propagarea directă a undelor acustice prin trei medii (aerul exterior, materialul ecranului și aerul interior) iar pe de altă parte, prin efectul de diafragmă prin care, sub acțiunea undelor incidente pe ecran, acesta vibrează ca o diafragmă și emite energie acustică la interior.

Propagarea undelor sonore prin trei medii

Se analizează mai întâi transmiterea zgomotului printr-un ecran sub aspectul propagării undelor acustice prin trei medii. Se consideră două medii nedisipative extinse la infinit, mediul exterior notat convențional cu 1 și mediul interior 2. Impedanțele caracteristice ale celor două medii sunt:

$$Z_{ai} = \rho_i c_i \quad \text{pentru: } i=1 \div 2 \quad (4.1)$$

unde: $\rho_{1,2}$ sunt densitățile mediilor

$c_{1,2}$ - vitezele de propagare ale undelor sonore prin mediile respective.

Mediul interior este despărțit de mediul exterior printr-un ecran simplu, respectiv un mediu având grosimea d și extins, de asemenea, la infinit. Ecranul are impedanța caracteristică

$$Z_a^* = \rho^* c^* \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}} \right] \quad (4.2)$$

unde: ρ^* este densitatea materialului din care este alcătuit ecranul,

c^* - viteza de propagare a sunetului prin ecran.

Se consideră că în mediul exterior se propagă o undă sonoră incidentă cu viteza v_i după normala la suprafața S_1 de separație cu ecranul simplu. Unda sonoră incidentă poate proveni de la o sursă acustică oarecare situată la o distanță suficient de mare de ecran pentru ca undele sonore să poată fi considerate unde plane.

Datorită fenomenului de reflexie - refracție, la suprafața de separație S_1 rezultă o undă reflectată care se propagă înapoi tot în mediul exterior cu viteza v_r și o undă transmisă în mediul ecranului, la suprafața de separație S_2 cu mediu interior, de asemenea, sub incidență normală și având viteza v_i^* . Interacțiunea unei incidente din mediul ecranului și o undă transmisă în mediul interior.

Capacitatea ecranului de a izola din punct de vedere fonic se analizează pe baza proprietății de a se opune transmiterii energiei acustice. Această proprietate rezultă din dependența dintre presiunea acustică a unei transmise prin ecran și presiunea acustică incidentă din mediul exterior la suprafața ecranului.

Pentru aceasta, se stabilesc expresiile presiunilor acustice în cele trei medii de propagare și vitezele particulelor mediilor respective, iar apoi de impun condițiile

de continuitate ale presiunilor acustice și vitezelor în dreptul suprafețelor de separație.

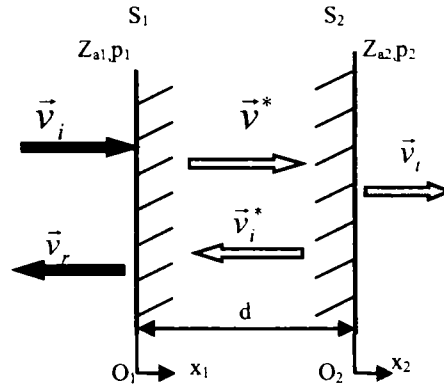


Fig. 4.3. Propagarea undelor elastice printr-un ecran simplu

În cazul unei perturbații sinusoidale, presiunea acustică în primul mediu, în care coexistă atât unda incidentă, cât și unda reflectată. Se face observația că unda progresivă este de fapt unda incidentă la suprafața ecranului, iar unda regresivă este cea reflectată de ecran. Expresia presiunii se scrie în raport cu referențialul O_1x_1 :

$$\bar{p}_1(x_1, t) = \bar{p}_i e^{j(\omega t - k_1 x_1)} + \bar{p}_r e^{j(\omega t + k_1 x_1)} \quad (4.3)$$

în care \bar{p}_i și \bar{p}_r sunt amplitudinile complexe ale presiunilor acustice ale undelor incidentă respectiv reflectată, k_1 este numărul de undă, ω este pulsația, iar cu t s-a notat timpul.

$$\begin{aligned} \bar{v}_1(x_1, t) &= \bar{v}_i e^{j(\omega t - k_1 x_1)} - \bar{v}_r e^{j(\omega t + k_1 x_1)} = \\ &= \left[\bar{p}_i e^{j(\omega t - k_1 x_1)} - \bar{p}_r e^{j(\omega t + k_1 x_1)} \right] / Z_{a1} \end{aligned} \quad (4.4)$$

în care \bar{v}_i și \bar{v}_r sunt amplitudinile complexe ale undelor de viteză.

În mod analog se exprimă presiunea acustică și viteza particulelor din mediul ecranului. Presiunea acustică exprimată în funcție de referențialul Ox_1 este dată de relația:

$$\bar{p}^*(x_1, t) = \bar{p}_i^* e^{j(\omega t - k^* x_1)} + \bar{p}_r^* e^{j(\omega t + k^* x_1)} \quad (4.5)$$

iar viteza, de relația:

$$\begin{aligned} \bar{v}^*(x_1, t) &= \bar{v}_i^* e^{j(\omega t - k^* x_1)} - \bar{v}_r^* e^{j(\omega t + k^* x_1)} \\ &= \left[\bar{p}_i^* e^{j(\omega t - k^* x_1)} - \bar{p}_r^* e^{j(\omega t + k^* x_1)} \right] / Z_a^* \end{aligned} \quad (4.6)$$

în care $\bar{p}_{i,r}^*$ sunt amplitudinile complexe ale undelor de presiune acustică din ecran, $\bar{v}_{i,r}^*$ sunt amplitudinile complexe ale undelor de viteză și $k^* = \omega/c^*$ este numărul de undă ce caracterizează propagarea undelor acustice prin ecran.

În mediul interior se propagă numai unda transmisă care este o undă progresivă. Expresia ei poate fi scrisă în raport cu referențialul O_2x_2 a cărui origine se află la distanța d , cât reprezintă grosimea ecranului, referențialului O_1x_1 :

$$\bar{p}_2(x_2, t) = \bar{p}_i e^{j(\omega t - k_2 x_2)} \quad (4.7)$$

în care s-a notat cu \bar{p}_i , amplitudinea complexă a undei transmise în mediul interior, iar k_2 este numărul de undă al mediului interior. Viteza în unda transmisă în mediul interior este:

$$\bar{v}_2(x_2, t) = \bar{v}_t e^{j(\omega t - k_2 x_2)} = \frac{\bar{p}_t}{Z_{a2}} e^{j(\omega t - k_2 x_2)} \quad (4.8)$$

unde: \bar{v}_t fiind amplitudinea complexă a vitezei în unda transmisă.

Trebuie menționat faptul că s-a ținut seama că la trecerea undei sonore dintr-un mediu într-altul nu se modifică frecvența și că s-au aplicat legile reflexiei – refracției referitoare la unghiurile de incidență, reflexie și refracție.

Se pun condițiile de continuitate ale presiunii și vitezei. În dreptul suprafeței S_1 , adică la $x_1=0$, trebuie satisfăcute relațiile

$$\bar{p}_1(0, t) = \bar{p}^*(0, t) \text{ și } \bar{v}_1(0, t) = \bar{v}^*(0, t) \quad (4.9)$$

Înlocuind expresiile presiunilor acustice și ale vitezelor date se obține:

$$\bar{p}_i + \bar{p}_r = \bar{p}_i^* + \bar{p}_r^* \text{ și } \frac{\bar{p}_i - \bar{p}_r}{Z_{a1}} = \frac{\bar{p}_i^* - \bar{p}_r^*}{Z_a^*} \quad (4.10)$$

La suprafața de separație S_2 , respectiv $x_1=d$ și $x_2=0$, presiunile acustice în cele două medii aflate în contact sunt egale și la fel vitezele:

$$\begin{aligned} \bar{p}^*(d, t) &= \bar{p}_2(0, t) \\ \bar{v}^*(d, t) &= \bar{v}_2(0, t) \end{aligned} \quad (4.11)$$

$$\bar{p}_i^* e^{-jk^* d} + \bar{p}_r^* e^{jk^* d} = \bar{p}_t \text{ și } \frac{\bar{p}_i^* e^{-jk^* d} - \bar{p}_r^* e^{jk^* d}}{Z_a^*} = \frac{\bar{p}_t}{Z_{a2}} \quad (4.12)$$

Relațiile 4.10 și 4.12. formează un sistem de patru ecuații cu patru necunoscute: $\bar{p}_r, \bar{p}_i^*, \bar{p}_r^*, \bar{p}_i$. Din primele două ecuații rezultă:

$$\bar{p}_t = (1/2) \left[\bar{p}_i^* (1 + Z_{a1}/Z_a^*) + \bar{p}_r^* (1 - Z_{a1}/Z_a^*) \right] \quad (4.12')$$

Din ecuații se obțin presiunile \bar{p}_i^* și \bar{p}_r^* :

$$\bar{p}_i^* = \frac{\bar{p}_t}{2} \left(1 + \frac{Z_a^*}{Z_{a2}} \right) e^{jk^* d}, \text{ respectiv } \bar{p}_r^* = \frac{\bar{p}_t}{2} \left(1 - \frac{Z_a^*}{Z_{a2}} \right) e^{-jk^* d} \quad (4.13)$$

Se înlocuiesc expresiile presiunilor $\bar{p}_{i,r}^*$ de mai sus în relația 4.12. și rezultă relația:

$$\bar{p}_i = \frac{\bar{p}_t}{4} \left[e^{jk^* d} \left(1 + \frac{Z_{a1}}{Z_a^*} \right) \left(1 + \frac{Z_a^*}{Z_{a2}} \right) + e^{-jk^* d} \left(1 - \frac{Z_{a1}}{Z_a^*} \right) \left(1 - \frac{Z_a^*}{Z_{a2}} \right) \right] \quad (4.14)$$

După efectuarea calculelor din paranteza dreaptă și regruparea termenilor, devine:

$$\bar{p}_i = \frac{\bar{p}_t}{4} \left[\left(1 + \frac{Z_{a1}}{Z_a^*}\right)(e^{jk^*d} + e^{-jk^*d}) + \left(\frac{Z_{a1}}{Z_a^*} + \frac{Z_a^*}{Z_{a2}}\right)(e^{jk^*d} - e^{-jk^*d}) \right] \quad (4.15)$$

Cu ajutorul relațiilor lui Euler, presiunea acustică incidentă va avea forma:

$$\bar{p}_i = \frac{\bar{p}_t}{2} \left[\left(1 + \frac{Z_{a1}}{Z_a^*}\right) \cos k^*d + j \left(\frac{Z_{a1}}{Z_a^*} + \frac{Z_a^*}{Z_{a2}}\right) \sin k^*d \right] \quad (4.16)$$

Se deduce expresia amplitudinii complexe a presiunii undei transmise în mediul interior:

$$\bar{p}_t = 2\bar{p}_i \left[\left(1 + \frac{Z_{a1}}{Z_a^*}\right) \cos k^*d + j \left(\frac{Z_{a1}}{Z_a^*} + \frac{Z_a^*}{Z_{a2}}\right) \sin k^*d \right]^{-1} \quad (4.17)$$

Capacitatea ecranului de a se opune trecerii undelor sonore este pusă în evidență de coeficientul de transmisie care se poate defini ca fiind raportul dintre fluxul acustic mediu transmis prin suprafața S_2 și fluxul acustic mediu incident pe suprafața S_1 . Pe suprafața S_1 se consideră un element de suprafață cu aria ΔS pe care vine fluxul mediu incident:

$$W_i = I_i \Delta S = p_i^2 \Delta S / Z_{a1} = |\bar{p}_i|^2 \Delta S / 2Z_{a1} \quad (4.18)$$

unde: I_i este intensitatea acustică medie incidentă,

p_i^2 - presiunea acustică medie pătratică incidentă.

În mod asemănător se consideră pe suprafața S_2 un element de suprafață cu aria ΔS . Prin acest element de suprafață iese fluxul mediu transmis dat de relația:

$$W_t = I_t \Delta S = p_t^2 \Delta S / Z_{a2} = |\bar{p}_t|^2 \Delta S / 2Z_{a2} \quad (4.19)$$

unde: I_t este intensitatea acustică medie transmisă,

p_t^2 - presiunea medie pătratică transmisă.

Conform definiției utilizând și expresia amplitudinii presiunii acustice \bar{p}_t dată de relația 4.17 coeficientul de transmisie:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{W_t}{W_i} = \frac{Z_{a1} p_t^2}{Z_{a2} p_i^2} = \\ &= \frac{Z_{a1}}{Z_{a2}} \frac{|\bar{p}_t|^2}{|\bar{p}_i|^2} = 4 \frac{Z_{a1}}{Z_{a2}} \left| \left(1 + \frac{Z_{a1}}{Z_{a2}}\right) \cos k^*d + j \left(\frac{Z_{a1}}{Z_a^*} + \frac{Z_a^*}{Z_{a2}}\right) \sin k^*d \right|^{-2} \end{aligned} \quad (4.20)$$

Pentru un ecran aflat într-un câmp acustic aerian, impedanțele caracteristice ale mediilor 1 și 2 sunt cele ale aerului ($Z_{a1} = Z_{a2} = \rho_0 c$). Relația coeficientului de transmisie va fi:

$$\tau = \frac{p_t^2}{p_i^2} = \frac{|\bar{p}_t|^2}{|\bar{p}_i|^2} = 4 \left| 2 \cos k^*d + j \left(\frac{\rho_0 c}{Z_a^*} + \frac{Z_a^*}{\rho_0 c}\right) \sin k^*d \right|^{-2} \quad (4.21)$$

Efectuându-se calculul modulului, rezultă:

$$\tau = \left[\cos^2 k^* d + \frac{1}{4} \left(\frac{\rho_0 c}{Z_a^*} + \frac{Z_a^*}{\rho_0 c} \right) \sin^2 k^* d \right]^{-1} \quad (4.22)$$

Pentru combaterea zgomotului se utilizează indicele de atenuare:

$$D = 10 \lg \left(\frac{1}{\tau} \right) = 10 \lg \left(\frac{p_i^2}{p_t^2} \right) \quad [dB] \quad (4.23)$$

În cazul când se cunoaște nivelul presiunii acustice pentru unda incidentă:

$$L_i = 10 \lg \frac{p_i^2}{p_0^2} \quad (4.24)$$

atunci se va putea deduce nivelul presiunii acustice al undei transmise:

$$l_t = 10 \lg \frac{p_t^2}{p_0^2} = 10 \left(\lg p_t^2 - \lg p_0^2 + \lg p_i^2 - \lg p_i^2 \right) = 10 \lg \frac{p_i^2}{p_0^2} - 10 \lg \frac{p_i^2}{p_t^2} \quad (4.25)$$

$$L_t = L_i - D$$

Indicele de atenuare indică cu câți decibeli scade nivelul presiunii acustice la trecerea undei incidente printr-un ecran simplu. În acest caz rezultă:

$$D = 10 \lg \left[\cos^2 k^* d + \frac{1}{4} \left(\frac{\rho_0 c}{Z_a^*} + \frac{Z_a^*}{\rho_0 c} \right)^2 \sin^2 k^* d \right] \quad [dB] \quad (4.26)$$

Indicele de atenuare se anulează în cazul când coeficientul de transmisie este $\tau = 1$. Energia acustică transmisă este egală cu energia acustică incidentă, iar nivelul presiunii acustice transmise este identic cu cel al presiunii acustice incidente, fapt ce indică că la transmisie nu mai apar unde reflectate. Ecranul devine total transparent din punct de vedere acustic. Indicele de atenuare se anulează dacă $\sin k^* d = 0$ și $\cos k^* d = \pm 1$, respectiv pentru cazul:

$$k^* d = n\pi \quad (4.27)$$

Dacă d este constant, va rezulta:

$$k^* = k_n^* = \frac{\omega_n^*}{c^*} = \frac{2\pi f_n^*}{c^*} = \frac{\pi n}{d} \quad (4.28)$$

Pentru cazul când $n = 1$, se va obține frecvența minimă la care ecranul simplu devine total transparent acustic:

$$f_1^* = \frac{c^*}{2d} \quad [Hz] \quad (4.29)$$

În concluzie la construcția unui vehicul feroviar se va lua în considerare frecvența minimă la care indicele de atenuare de anulează. Această valoare este foarte mare, peste frecvența zgomotului măsurat în practică.

4.2.1. Propagarea undelor elastice printr-un ecran simplu

După cum s-a demonstrat, grosimea ecranului fiind mult mai mică decât lungimea de undă a sunetului care îl traversează rezultă că timpul în care unda sonoră parcurge ecranul este mult mai mic decât perioada corespunzătoare frecvenței sunetului și, în consecință, defazajul dintre particulele ecranului aflate pe

direcția de propagare a sunetului este semnificativ, practic, particulele respective se mișcă simultan. Dacă unda incidentă este normală pe suprafața ecranului, atunci nu există defazăj nici între particulele aparținând unei secțiuni transversale pe direcția de propagare a undelor acustice. Coborând cele două observații menționate, se ajunge la ideea că toate particulele din masa ecranului se mișcă în fază. Ecranul se comportă ca un piston rigid. Transmiterea energiei sonore prin ecran poate fi explicată prin faptul că ecranul, vibrând ca un piston rigid, devine sursă acustică pentru mediul interior.

Se consideră un ecran simplu ca element de izolare fonică a unei incinte împotriva zgomotului aerian. Ca și în cazul precedent, se presupune că pe partea exterioară a ecranului, câmpul acustic se compune dintr-o undă plană incidentă după direcția normală la suprafața ecranului și o undă reflectată. La partea interioară, câmpul acustic este dat de unda plană transmisă. Presiunile acustice ale celor două câmpuri acustice și vitezele sunt date de relațiile (4.12) respectiv (4.18) în care:

$$k_1 = k_2 = k, \text{ iar } Z_{a12} = Z_{a2} = \rho_0 c \quad (4.30)$$

Analiza fenomenului de transmitere a energiei acustice se bazează pe luarea în considerare a inerției mecanice a masei ecranului. Se consideră o prismă decupată dintr-un ecran simplu ecran cu aria bazei ΔS (fig.4.4).

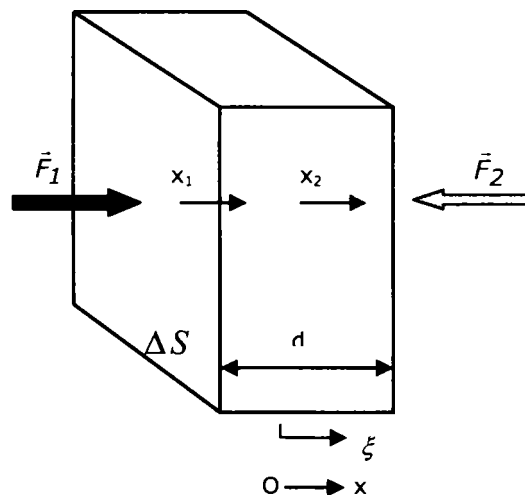


Fig. 4.4. Distribuția forțelor pe ecranul simplu

Masa prismei $M = \rho^* d \Delta S = m \Delta S$,

în care: $m = \rho^* d$ este masa pe unitatea de suprafață a ecranului.

În condițiile când toate punctele se mișcă simultan, nu se transmit forțe tăietoare pe conturul prismei. Pe cele două fețe laterale ale prismei acționează forțele datorate presiunilor acustice:

$$\text{pe fața exterioară forța } F_1 = p_1(x_1 = 0, t) \Delta S \quad (4.31)$$

$$\text{pe fața interioară forța } F_2 = p_2(x_2 = 0, t) \Delta S \quad (4.32)$$

Cele două forțe imprimă ecranului accelerația $\frac{d^2\xi(t)}{dt^2}$, unde: $\xi(t)$ este deplasarea ecranului față de reperul fix Ox .

Aplicând prismeii legea fundamentală a dinamicii, se obține ecuația de mișcare:

$$p_1(0, t)\Delta S - p_2(0, t)\Delta S = M \frac{d^2\xi(t)}{dt^2} \quad (4.32)$$

sau, după înlocuirea masei M rezultă:

$$p_1(0, t) - p_2(0, t) = m \frac{d^2\xi(t)}{dt^2} \quad (4.34)$$

Considerând cazul vibrațiilor în regim permanent, rezultă că ecranul vibrează cu aceeași frecvență cu a unei acustice incidente. Cu această ipoteză, deplasarea ecranului se poate exprima sub formă complexă $\bar{\xi}(t) = \bar{\xi}e^{j\omega t}$, în care $\bar{\xi}$ este amplitudinea complexă a deplasării ecranului.

Presiunile acustice la suprafața ecranului sunt obținute din relațiile menționate mai sus, impunând condițiile $x_1=0$ și $x_2=0$. Cu presiunile astfel obținute, se înlocuiește în ecuația de mișcare, rezultând:

$$\bar{p}_i + \bar{p}_r - \bar{p}_t = -m\omega^2\bar{\xi} \quad (4.35)$$

Se impun condițiile de continuitate ale vitezei pe cele două suprafețe ale ecranului:

$$v_1(0, t) = \frac{d\xi(t)}{dt} = v_2(0, t) \quad (4.36)$$

Dacă se înlocuiesc vitezele în relațiile de mai sus cu expresiile lor, se va obține:

$$\bar{p}_i - \bar{p}_r = \bar{p}_t, \text{ respectiv } \bar{p}_t = j\omega\rho_0 c\bar{\xi}$$

sau

$$\bar{p}_r = \bar{p}_i - \bar{p}_t \text{ și } \bar{\xi} = -j \frac{\bar{p}_t}{\rho_0\omega c} \quad (4.37)$$

Se introduc amplitudinile complexe \bar{p}_r și $\bar{\xi}$ în ecuația de mișcare și se ajunge la o relație între amplitudinea complexă a unei incidente și cea a unei transmise:

$$2(\bar{p}_i - \bar{p}_t) = j \frac{m\omega}{\rho_0 c} \bar{p}_t \text{ sau } \bar{p}_i = \left(1 + j \frac{m\omega}{2\rho_0 c}\right) \bar{p}_t$$

(4.38)

Rezultă coeficientul de transmisie:

$$\tau = \frac{|\bar{p}_t|^2}{|\bar{p}_i|^2} = \left|1 + j \frac{m\omega}{2\rho_0 c}\right|^{-2} = \left[1 + \left(\frac{m\omega}{2\rho_0 c}\right)^2\right]^{-1} \quad (4.39)$$

Indicele de atenuare introdus de ecran este:

$$D = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{m\omega}{2\rho_0 c}\right)^2\right] \quad (4.40)$$

În cazul structurilor de izolație fonică utilizate la materialul rulant, pentru frecvențe mai mari de 100 Hz indicele de atenuare se poate aproxima cu relația:

$$D = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{m\omega}{2\rho_0 c} \right)^2 \right] = 20 \lg \frac{m\omega}{2\rho_0 c} \quad [\text{Hz}] \quad (4.41)$$

4.2.2. Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru ecrane simple

4.2.2.1. Ecran simplu din sticlă

Se consideră un ecran simplu format dintr-o suprafață de sticlă. Se calculează frecvența limită la care apare rezonanța respectiv indicii de atenuare acustică. Pentru calcul se utilizează diferite grosimi (4, 5, 6, 8 mm) astfel încât să se modifice masa unitară a ecranului considerat.

Se calculează frecvența limită la care apare rezonanța pe intervalul de frecvențe 63 – 8000 Hz.

Se cunosc următorii parametri:

Viteza de deplasare a sunetului în sticlă $c_S = 6000$ m/s;

Viteza de deplasare a sunetului în aer $c_0 = 342$ m/s;

Densitatea sticlei $\rho_S = 2500$ kg/m³;

Densitatea aerului $\rho_0 = 1,2$ kg/m³ la temperatura de 20°C.

$$c_S := 6000 \quad [\text{m/s}]$$

$$c_0 := 342 \quad \text{m/s}$$

$$\rho_S := 2500 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$j := 1..4$$

$$d_{S_j} :=$$

4
5
6
8

$$f_{s.lim_j} := \frac{c_s}{2 \cdot d_{s_j}} \quad [\text{Hz}]$$

$$f_{s.lim_j} =$$

750
600
500
375

[Hz]

$$m_{s_j} := \frac{\rho_s \cdot d_{s_j}}{1000}$$

$$m_{s_j} =$$

10
12.5
15
20

$$f_i :=$$

63
125
250
500
1000
2000
4000
8000

[Hz]

$$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i \quad [\text{s}^{-1}]$$

$$\omega_i =$$

395.841
785.398
1570.796
3141.593
6283.185
12566.371
25132.741
50265.482

[s⁻¹]

$$D_{s1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_{s_1} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{s2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_{s_2} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{s3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_{s_3} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{s4_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_{s_4} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$D_{s1_i} =$	$D_{s2_i} =$	$D_{s3_i} =$	$D_{s4_i} =$
13.848	15.722	17.27	19.733
19.664	21.586	23.16	25.649
25.649	27.583	29.165	31.661
31.661	33.598	35.181	37.68
37.68	39.618	41.201	43.7
43.7	45.638	47.221	49.72
49.72	51.658	53.242	55.741
55.741	57.679	59.262	61.761

[dB] [dB] [dB] [dB]

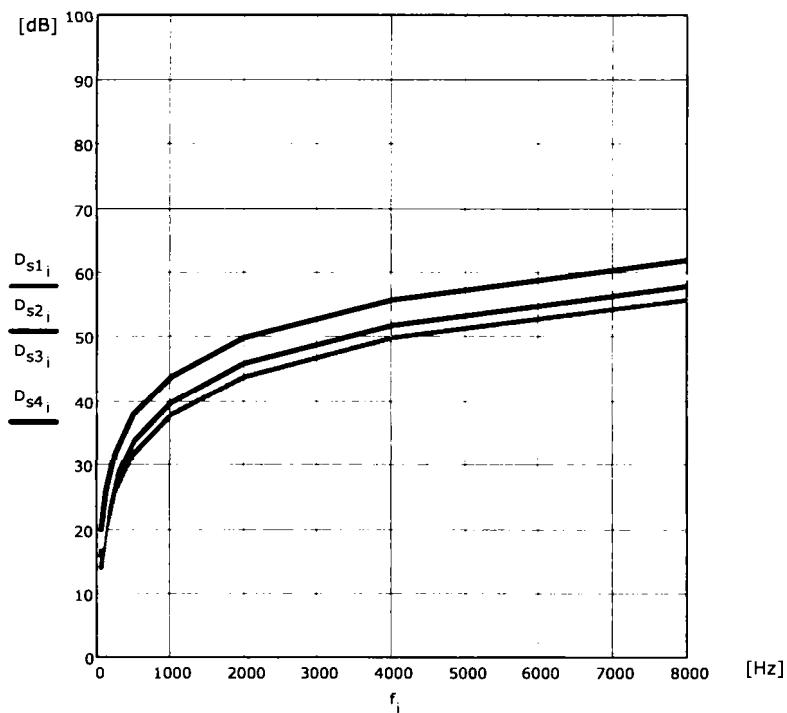


Fig. 4.5. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la sticlă

D_{s1} - 4 mm D_{s2} - 5 mm
 D_{s3} - 6 mm D_{s4} - 8 mm

$d_{s_j} =$

4
5
6
8

$f_{s.lim_j} =$

750
600
500
375

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_{S1})$$

$$aa2 := \text{cspline}(f, D_{S2})$$

$$aa3 := \text{cspline}(f, D_{S3})$$

$$aa4 := \text{cspline}(f, D_{S4})$$

$$D_{slim_1} := \text{interp}(aa1, f, D_{S1}, f_{s.lim_1})$$

$$D_{slim_2} := \text{interp}(aa2, f, D_{S2}, f_{s.lim_2})$$

$$D_{slim_3} := \text{interp}(aa3, f, D_{S3}, f_{s.lim_3})$$

$$D_{slim_4} := \text{interp}(aa4, f, D_{S4}, f_{s.lim_4})$$

$$D_{slim_j} =$$

35.18
35.14
35.181
35.383

[dB]

4.2.2.2. Ecran simplu din PFL

Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru o structură din placaj utilizată la izolarea fonică a pereților și a podelei vagoanelor.

Se cunosc următorii parametri:

Viteza de deplasare a sunetului în lemn $c_p = 4700 \text{ m/s}$;

Viteza de deplasare a sunetului în aer $c_o = 342 \text{ m/s}$;

Densitatea lemnului $\rho_l = 600 \text{ kg/m}^3$;

Densitatea aerului $\rho_0 = 1,2 \text{ kg/m}^3$ la temperatura de 20°C ;

Grosimea plăcilor de PFL este: 6, 10, 18 și 20 mm.

$$c_p := 4700 \quad [\text{m/s}]$$

$$c_o := 342 \quad [\text{m/s}]$$

$$\rho_p := 600 \quad [\text{kg / m}^3]$$

$$\rho_0 := 1.2 \quad [\text{kg / m}^3]$$

$$j := 1..4$$

$$d_{p_j} :=$$

6
10
18
20

$$f_{p.lim_j} := \frac{c_p}{2 \cdot d_{p_j}} \quad [\text{Hz}]$$

$$f_{p.lim_j} =$$

391.667
235
130.556
117.5

[Hz]

$$m_{p_j} := \frac{\rho_p \cdot d_{p_j}}{1000}$$

$$m_{p_j} =$$

3.6
6
10.8
12

$$f_i :=$$

63
125
250
500
1000
2000
4000
8000

[Hz]

$$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i \quad [\text{s}^{-1}]$$

$$\omega_i =$$

395.841
785.398
1570.796
3141.593
6283.185
12566.371
25132.741
50265.482

[s⁻¹]

$$D_{p1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_{p1} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right]$$

$$D_{p2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_{p2} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right]$$

$$D_{p3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_{p3} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right]$$

$$D_{p4_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_{p4} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right]$$

 $D_{p1_i} =$

6.036
11.094
16.854
22.807
28.811
34.827
40.846
46.867

[dB]

 $D_{p2_i} =$

9.719
15.31
21.233
27.23
33.244
39.263
45.283
51.304

[dB]

 $D_{p3_i} =$

14.491
20.326
26.316
32.329
38.348
44.368
50.389
56.409

[dB]

 $D_{p4_i} =$

15.377
21.233
27.23
33.244
39.263
45.283
51.304
57.324

[dB]

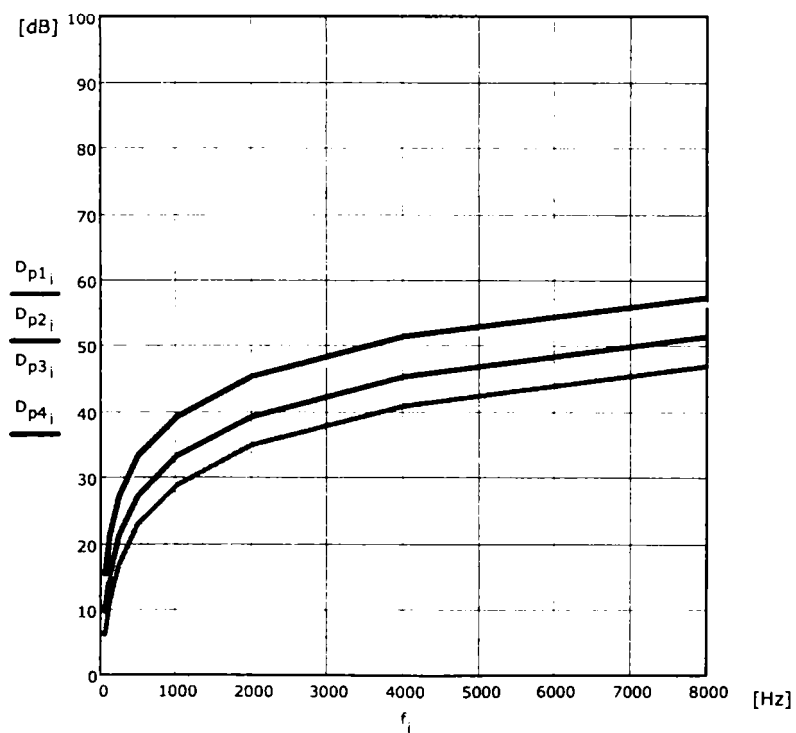


Fig. 4.6. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare pentru placaj

D_{p1} - 6 mm D_{p2} - 10 mm
 D_{p3} - 18 mm D_{p4} - 20 mm

$$d_{p_j} =$$

6
10
18
20

[mm]

$$f_{p.lim_j} =$$

391.667
235
130.556
117.5

[Hz]

$$aa1 := cspline(f, D_{p1})$$

$$aa2 := cspline(f, D_{p2})$$

$$aa3 := cspline(f, D_{p3})$$

$$aa4 := cspline(f, D_{p4})$$

$$D_{plim_1} := interp(aa1, f, D_{p1}, f_{p.lim_1})$$

$$D_{plim_2} := interp(aa2, f, D_{p2}, f_{p.lim_2})$$

$$D_{plim_3} := interp(aa3, f, D_{p3}, f_{p.lim_3})$$

$$D_{plim_4} := interp(aa4, f, D_{p4}, f_{p.lim_4})$$

$$D_{plim_j} =$$

20.66
20.722
20.68
20.746

[dB]

4.2.2.3. Ecran simplu din oțel

Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru panourile din oțel utilizate la structura pereților și a podelelor de la vagoane.

Se cunosc următorii parametrii:

Viteza de deplasare a sunetului în oțel $c_o = 5100$ m/s;

Viteza de deplasare a sunetului în aer $c_0 = 342$ m/s;

Densitatea oțelului $\rho_o = 7850$ kg/m³;

Densitatea aerului $\rho_0 = 1,2$ kg/m³ la temperatura de 20°C;

Grosimea panourilor de tablă din oțel: 1,5 și 2mm.

$$c_o := 5100$$

[m/s]

$$c_0 := 342$$

[m/s]

$\rho_0 := 7850$ [kg/m³] $\rho_0 := 1.2$ [kg/m³]

$d_{o_j} :=$

1.5
2

 $f_{o.lim_j} := \frac{c_0}{2 \cdot d_{o_j}}$ [Hz] $f_{o.lim_j} =$

1700
1275

 [Hz]

[mm]

$m_{o_j} := \frac{\rho_0 \cdot d_{o_j}}{1000}$ $m_{o_j} =$

11.775
15.7

$f_i :=$

63
125
250
500
1000
2000
4000
8000

 [Hz] $\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i$ [s⁻¹] $\omega_i =$

395.841
785.398
1570.796
3141.593
6283.185
12566.371
25132.741
50265.482

 [s⁻¹]

$D_{o1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_{o_1} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right]$ [dB]

$D_{o2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_{o_2} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right]$ [dB]

$D_{o1_i} =$

15.218
21.07
27.065
33.08
39.099
45.119
51.139
57.16

[dB]

 $D_{o2_i} =$

17.659
23.554
29.56
35.577
41.597
47.618
53.638
59.659

[dB]

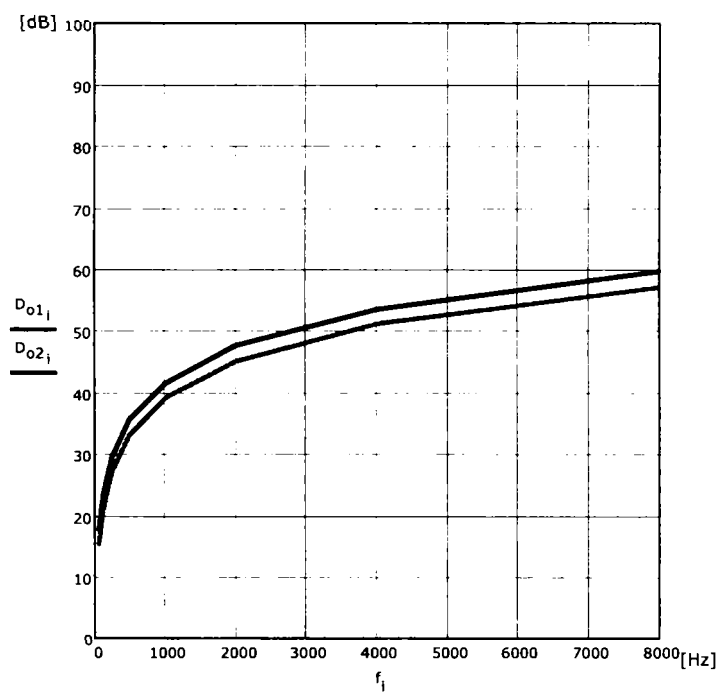


Fig. 4. 7. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la oțel
 D_{o1} - 1,5 mm D_{o2} - 2 mm

 $d_{o_j} =$

1.5
2

[mm]

 $f_{o.lim_j} =$

1700
1275

[Hz]

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_{o1})$$

$$aa2 := \text{cspline}(f, D_{o2})$$

$$D_{olim_1} := \text{interp}(aa1, f, D_{o1}, f_{o.lim_1})$$

$$D_{olim_2} := \text{interp}(aa2, f, D_{o2}, f_{o.lim_2})$$

$$D_{olim_j} =$$

43.747
43.779

[dB]

4.2.3. Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru ecrane simple cu propagare sub unghiuri de incidență

În cazurile reale câmpul undelor elastice se propaga cu o anumită incidență, în acest caz ipoteza pistonului rigid nu se mai poate aplica în cazul ecranelor de protecție sonoră. Frontul de undă indiferent de unghiul de incidență, nu mai ajunge simultan în toate punctele pe suprafața ecranului, ca și în cazul incidenței normale, ci la momente diferite în puncte diferite. Rezultă unde de încovoiere în structura ecranului care vor avea aceeași viteză cu cea a undelor incidente pe suprafața ecranului. Pentru calcul se consideră un ecran extins la infinit aflat într-un câmp acustic cu unde incidente care se propagă sub un anumit unghi de incidență θ față de planul normal la suprafața ecranului. La contactul unei incidente cu ecranul considerat se va forma o undă reflectată înapoi în primul mediu și o undă transmisă în mediul al doilea. Sub acțiunea forțelor de presiune ecranul va fi solicitat la încovoiere cilindrică deoarece forțele ce acționează sunt constante de-a lungul liniilor paralele ce sunt perpendiculare pe direcția de propagare a undelor incidente. Ecranul va avea aceeași deformare de-a lungul direcției perpendiculare pe direcția unei incidente.

La o anumită frecvență critică, presiunea acustică a unei transmise va fi egală cu presiunea unei incidente astfel că întreg fluxul acustic se va transmite prin ecran. Datorită vibrațiilor de încovoiere se reduce capacitatea de izolare a ecranului, fenomen numit efect de coincidență ce apare în cazul când componenta tangențială la suprafața ecranului a vitezei de propagare a frontului de undă coincide cu viteza undelor de încovoiere ale ecranului. Valoarea minimă a frecvenței critice care este frecvența limită se obține pentru cazul undelor tangente la ecranul considerat $\theta = \pi / 2$.

În practică se impune creșterea valorii frecvenței de rezonanță peste limita superioară de 3200 Hz astfel încât în exploatarea materialului rulant frecvența critică să fie în afara domeniului de eficacitate a izolației fonice.

La rulajul trenului pe cale apar reflexii multiple care produc un câmp difuz la propagarea undelor acustice astfel încât valoarea medie a indicelui de atenuare se calculează pentru unghiuri de incidență cuprinse între 0° și 90° . Pe lângă influența unghiului de incidență mai apare și efectul suprapunerii dintre undele incidente și

cele reflectate. În structura peretelui se generează unde staționare care la rândul lor contribuie la slăbirea capacității de izolare a ecranului.

4.2.3.1. Ecran simplu din sticlă, incidență oblică

a) grosimea ecranului sticlă: 4 mm

Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru geam având grosimea de 4 mm. Se consideră că unda incidentă are un unghi de 0° , 30° , 60° sau 80° față de normala la suprafața ecranului.

$$c_S := 5600 \text{ m/s} \quad c_0 := 342 \text{ m/s}$$

$$\rho_S := 2500 \text{ kg/m}^3 \quad \rho_0 := 1.2 \text{ kg/m}^3$$

$$d_S := 4 \text{ mm} \quad v_S := 0.25 \quad E_S := 5.6 \cdot 10^{10} \text{ [N/m}^2\text{]}$$

$$f_{S,\text{lim}} := \frac{c_S^2}{\pi \cdot d_S} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_S \cdot (1 - v_S^2)}{E_S}} \quad [\text{Hz}] \quad f_{S,\text{lim}} = 884.277 \quad [\text{Hz}]$$

$f_i :=$	$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i \quad [\text{s}^{-1}]$	$\theta_j :=$	$\omega_i =$
63		30	395.841
125		60	785.398
250		80	1570.796
500			3141.593
1000			6283.185
2000			12566.371
4000			25132.741
8000			50265.482

[Hz] [s⁻¹]

$$D_{S_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{S1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i \cdot \cos\left(\frac{\theta_1 \cdot \pi}{180}\right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{s3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_s \cdot \omega_i \cdot \cos\left(\frac{\theta_3 \cdot \pi}{180}\right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{s2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_s \cdot \omega_i \cdot \cos\left(\frac{\theta_2 \cdot \pi}{180}\right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$D_{s_i} =$

13.848
19.664
25.649
31.661
37.68
43.7
49.72
55.741

[dB]

$D_{s1_i} =$

12.658
18.43
24.404
30.413
36.43
42.45
48.471
54.491

[dB]

$D_{s2_i} =$

8.334
13.782
19.664
25.649
31.661
37.68
43.7
49.72

[dB]

$D_{s3_i} =$

2.308
5.753
10.808
16.549
22.497
28.499
34.515
40.534

[dB]

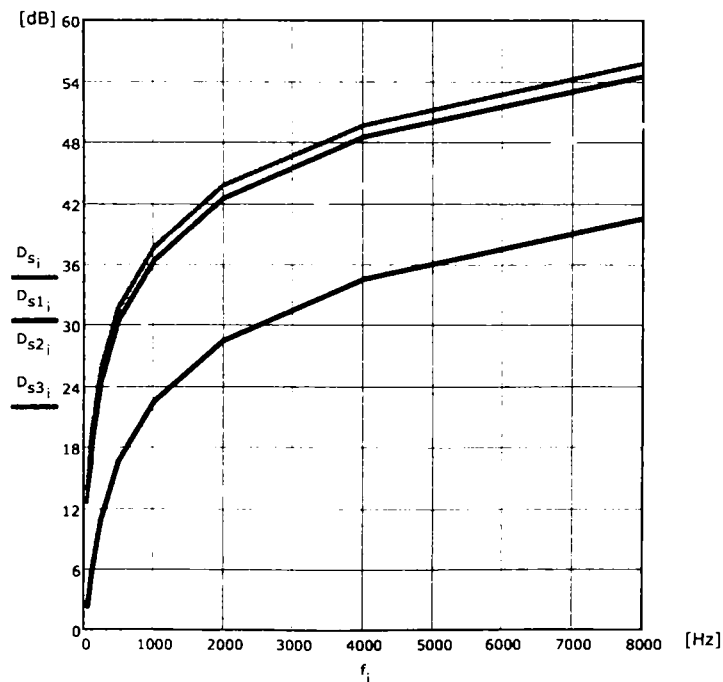


Fig. 4.8 . Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la geam 4 mm

$$D_{si} - 0^{\circ} \quad D_{s1} - 30^{\circ} \quad D_{s2} - 60^{\circ} \quad D_{s3} - 80^{\circ}$$

$$f_{s.lim} = 884.277 \quad [\text{Hz}] \quad aa1 := \text{cspline}(f, D_S)$$

$$aa2 := \text{cspline}(f, D_{S1}) \quad aa3 := \text{cspline}(f, D_{S2})$$

$$aa4 := \text{cspline}(f, D_{S3}) \quad D_{slim} := \text{interp}(aa1, f, D_S, f_{s.lim})$$

$$D_{s1lim} := \text{interp}(aa1, f, D_S, f_{s.lim}) \quad D_{s1lim} := \text{interp}(aa2, f, D_{S1}, f_{s.lim})$$

$$D_{s2lim} := \text{interp}(aa3, f, D_{S2}, f_{s.lim}) \quad D_{s3lim} := \text{interp}(aa4, f, D_{S3}, f_{s.lim})$$

$$D_{slim} = 36.613 \quad [\text{dB}] \quad D_{s1lim} = 35.374 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{s2lim} = 30.632 \quad [\text{dB}] \quad D_{s3lim} = 21.459 \quad [\text{dB}]$$

b) grosimea ecranului sticlă: 5 mm

Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru un geam simplu având grosimea de 5 mm. Se consideră că unda incidentă are un unghi de 0° , 30° , 60° sau 80° față de normala la suprafața ecranului.

$$c_S := 5600 \quad [\text{m/s}] \quad c_0 := 342 \quad \text{m/s}$$

$$\rho_S := 2500 \quad [\text{kg/m}^3] \quad \rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$d_S := 5 \quad \text{mm} \quad v_S := 0.25 \quad E_S := 5.6 \cdot 10^{10} \quad [\text{N/m}^2]$$

$$f_{s.lim} := \frac{c_S^2}{\pi \cdot d_S} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_S \cdot (1 - v_S^2)}{E_S}} \quad [\text{Hz}] \quad f_{s.lim} = 707.422 \quad [\text{Hz}]$$

$f_i :=$	$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i$	$[s^{-1}]$	$\theta_j :=$	$\omega_i =$
63			30	395.841
125			60	785.398
250			80	1570.796
500				3141.593
1000				6283.185
2000				12566.371
4000				25132.741
8000				50265.482
[Hz]				$[s^{-1}]$

$$D_{S_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

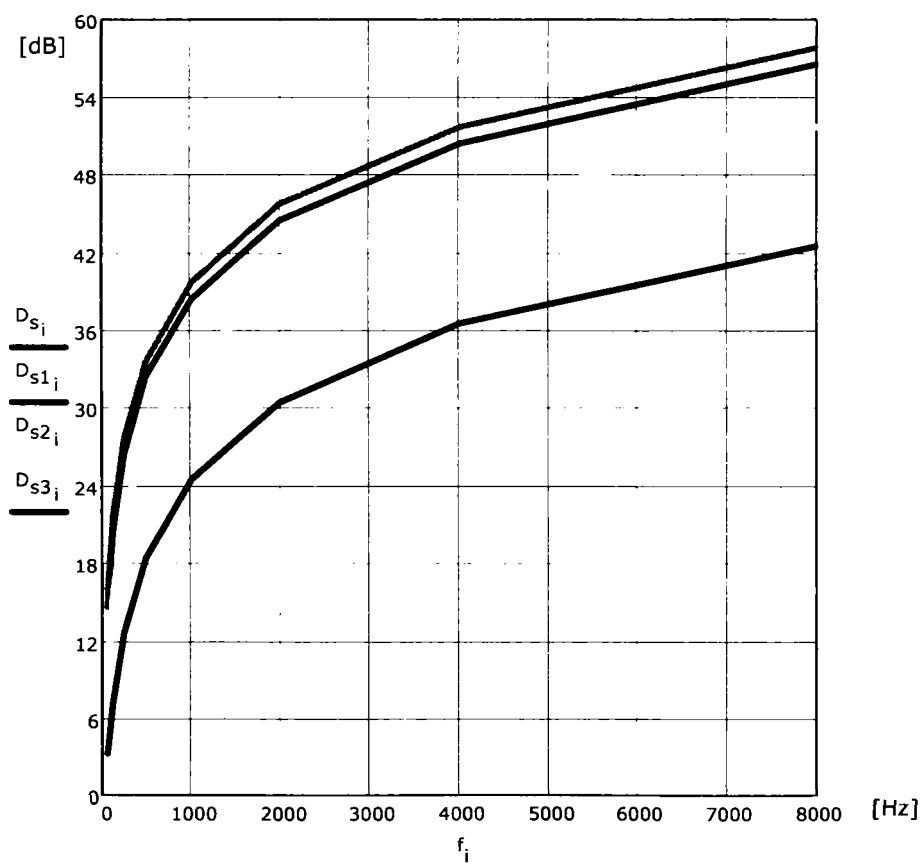
$$D_{S1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_1 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{S2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_2 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{S3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_3 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$D_{s_i} =$	$D_{s1_i} =$	$D_{s2_i} =$	$D_{s3_i} =$
15.722	14.511	10.037	3.213
21.586	20.346	15.654	7.254
27.583	26.337	21.586	12.614
33.598	32.35	27.583	18.452
39.618	38.368	33.598	24.426
45.638	44.388	39.618	30.435
51.658	50.409	45.638	36.453
57.679	56.429	51.658	42.473

[dB] [dB] [dB] [dB]



4.9. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la geam 5 mm
 $D_{s_i} - 0^\circ$ $D_{s1_i} - 30^\circ$ $D_{s2_i} - 60^\circ$ $D_{s3_i} - 80^\circ$

$$d_s = 5 \quad \text{mm} \quad f_{s,\text{lim}} = 707.422 \quad [\text{Hz}]$$

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_s) \quad aa2 := \text{cspline}(f, D_{s1})$$

$$aa3 := \text{cspline}(f, D_{s2}) \quad aa4 := \text{cspline}(f, D_{s3})$$

$$D_{s,\text{lim}} := \text{interp}(aa1, f, D_s, f_{s,\text{lim}}) \quad D_{s1,\text{lim}} := \text{interp}(aa2, f, D_{s1}, f_{s,\text{lim}})$$

$$D_{s2,\text{lim}} := \text{interp}(aa3, f, D_{s2}, f_{s,\text{lim}}) \quad D_{s3,\text{lim}} := \text{interp}(aa4, f, D_{s3}, f_{s,\text{lim}})$$

$$D_{s,\text{lim}} = 36.575 \quad [\text{dB}] \quad D_{s1,\text{lim}} = 35.346 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{s2,\text{lim}} = 30.642 \quad [\text{dB}] \quad D_{s3,\text{lim}} = 21.492 \quad [\text{dB}]$$

c) grosimea ecranului sticlă: 6 mm

Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru geam simplu având grosimea de 6 mm. Se consideră că unda incidentă are un unghi de 0° , 30° , 60° sau 80° față de normala la suprafața ecranului.

$$c_s := 5600 \quad \text{m/s} \quad c_0 := 342 \quad \text{m/s}$$

$$\rho_s := 2500 \quad [\text{kg/m}^3] \quad \rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$d_s := 6 \quad \text{mm} \quad v_s := 0.25 \quad E_s := 5.6 \cdot 10^{10} \quad [\text{N/m}^2]$$

$$f_{s,\text{lim}} := \frac{c_s^2}{\pi \cdot d_s} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_s \cdot (1 - v_s^2)}{E_s}} \quad [\text{Hz}] \quad f_{s,\text{lim}} = 589.518 \quad \text{Hz}$$

$$m_s := \frac{\rho_s \cdot d_s}{1000} \quad m_s = 15$$

$f_i :=$	$\omega_j := 2 \cdot \pi \cdot f_i$	$[s^{-1}]$	$\omega_j =$
63			395.841
125			785.398
250			1570.796
500			3141.593
1000			6283.185
2000			12566.371
4000			25132.741
8000			50265.482
[Hz]			[s ⁻¹]

$$D_{S1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

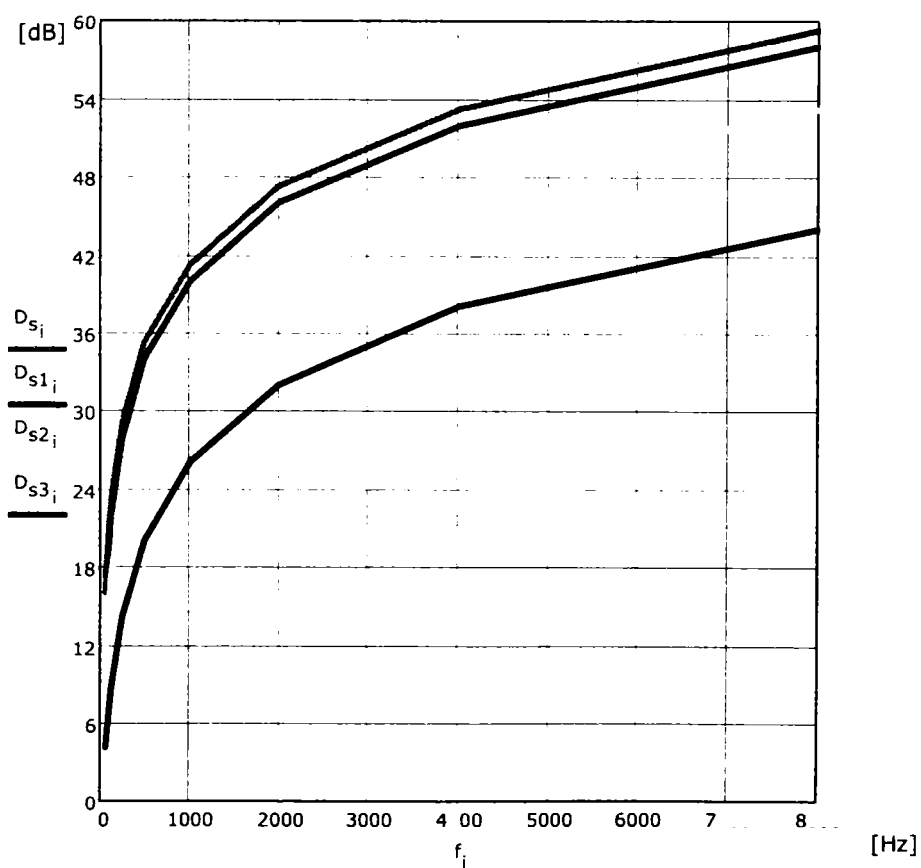
$$D_{S2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_2 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{S1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_1 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{S3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_3 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$D_{s_i} =$	$D_{s1_i} =$	$D_{s2_i} =$	$D_{s3_i} =$
17.27	16.047	11.487	4.113
23.16	21.918	17.202	8.581
29.165	27.917	23.16	14.124
35.181	33.932	29.165	20.017
41.201	39.952	35.181	26.005
47.221	45.972	41.201	32.017
53.242	51.993	47.221	38.036
59.262	58.013	53.242	44.056

[dB] [dB] [dB] [dB]



4. 10. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la geam 6 mm
 $D_{s_i} - 0^\circ$ $D_{s1_i} - 30^\circ$ $D_{s2_i} - 60^\circ$ $D_{s3_i} - 80^\circ$

$$d_S = 6 \quad \text{mm} \quad f_{s,\text{lim}} = 589.518 \quad [\text{Hz}]$$

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_S) \quad aa2 := \text{cspline}(f, D_{S1})$$

$$aa3 := \text{cspline}(f, D_{S2}) \quad aa4 := \text{cspline}(f, D_{S3})$$

$$D_{S1\text{lim}} := \text{interp}(aa1, f, D_S, f_{s,\text{lim}})$$

$$D_{S1\text{lim}} := \text{interp}(aa2, f, D_{S1}, f_{s,\text{lim}})$$

$$D_{S2\text{lim}} := \text{interp}(aa3, f, D_{S2}, f_{s,\text{lim}})$$

$$D_{S3\text{lim}} := \text{interp}(aa4, f, D_{S3}, f_{s,\text{lim}})$$

$$D_{S1\text{lim}} = 36.552 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{S1\text{lim}} = 35.319 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{S2\text{lim}} = 30.603 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{S3\text{lim}} = 21.473 \quad [\text{dB}]$$

d) grosimea ecranului sticlă: 8 mm

Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru geam simplu având grosimea de 8 mm. Se consideră că unda incidentă are un unghi de 0° , 30° , 60° sau 80° față de normala la suprafața ecranului.

$$c_S := 5600 \quad \text{m/s}$$

$$c_0 := 342 \quad \text{m/s}$$

$$\rho_S := 2500 \quad \text{kg/m}^3$$

$$\rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$d_S := 8 \quad \text{mm} \quad v_S := 0.25$$

$$E_S := 5.6 \cdot 10^{10} \quad [\text{N/m}^2]$$

$$f_{s,\text{lim}} := \frac{c_S^2}{\pi \cdot d_S} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_S \cdot (1 - v_S^2)}{E_S}}$$

$$f_{s,\text{lim}} = 442.139 \quad \text{Hz} \quad [\text{Hz}]$$

$$m_S := \frac{\rho_S \cdot d_S}{1000}$$

$$m_S = 20$$

$f_i :=$	$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i \quad [s^{-1}]$	$\omega_i =$																
<table border="1" style="margin: auto; border-collapse: collapse;"> <tr><td style="text-align: center;">63</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">125</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">250</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">500</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">1000</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">2000</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">4000</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">8000</td></tr> </table>	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		<table border="1" style="margin: auto; border-collapse: collapse;"> <tr><td style="text-align: center;">395.841</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">785.398</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">1570.796</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">3141.593</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">6283.185</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">12566.371</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">25132.741</td></tr> <tr><td style="text-align: center;">50265.482</td></tr> </table>	395.841	785.398	1570.796	3141.593	6283.185	12566.371	25132.741	50265.482
63																		
125																		
250																		
500																		
1000																		
2000																		
4000																		
8000																		
395.841																		
785.398																		
1570.796																		
3141.593																		
6283.185																		
12566.371																		
25132.741																		
50265.482																		
Hz		s^{-1}																

$$D_{S_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

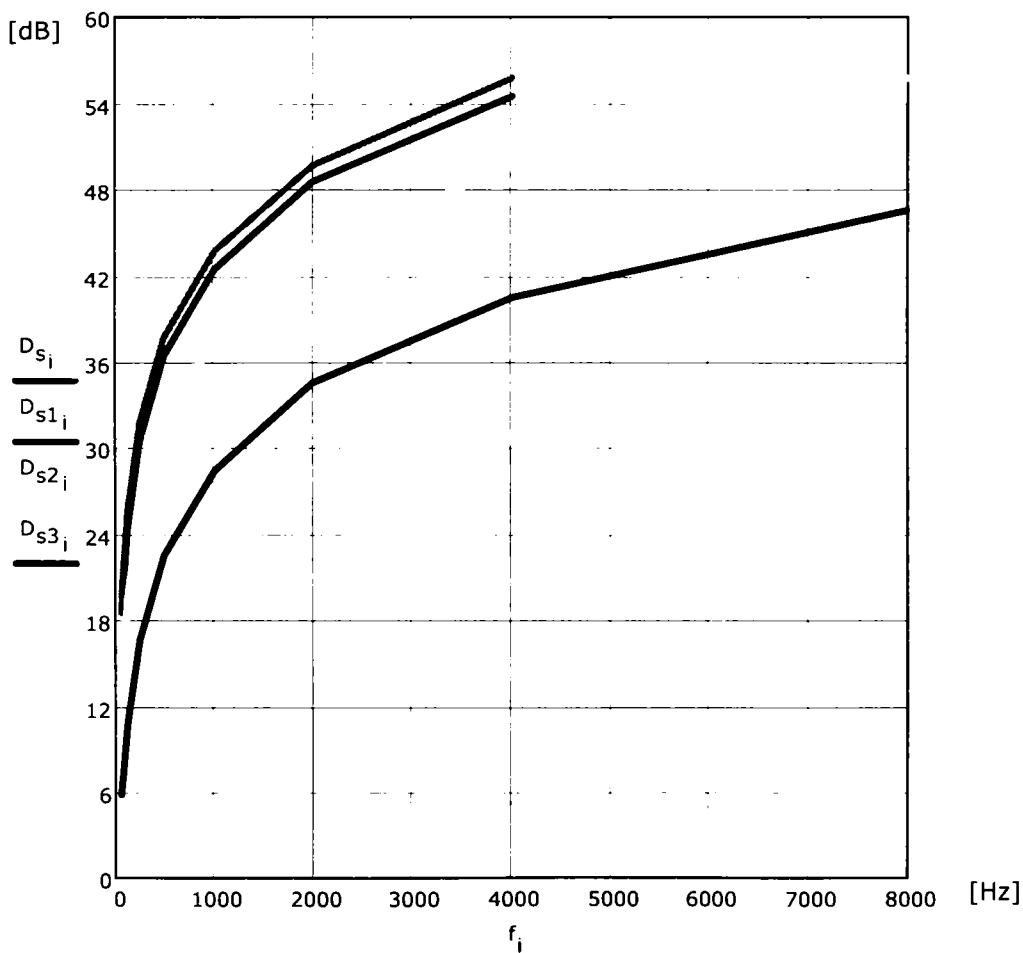
$$D_{S1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_1 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{S2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_2 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{S3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_S \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_3 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$D_{s_i} =$	$D_{s1_i} =$	$D_{s2_i} =$	$D_{s3_i} =$
19.733	18.499	13.848	5.804
25.649	24.404	19.664	10.808
31.661	30.413	25.649	16.549
37.68	36.43	31.661	22.497
43.7	42.45	37.68	28.499
49.72	48.471	43.7	34.515
55.741	54.491	49.72	40.534
61.761	60.512	55.741	46.555

[dB] [dB] [dB] [dB]



4.11. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la geam 8 mm
 $D_{s_i} - 0^\circ$ $D_{s1_i} - 30^\circ$ $D_{s2_i} - 60^\circ$ $D_{s3_i} - 80^\circ$

$$d_s = 8 \quad \text{mm} \quad f_{s,\text{lim}} = 442.139 \quad [\text{Hz}]$$

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_s) \quad aa2 := \text{cspline}(f, D_{s1})$$

$$aa3 := \text{cspline}(f, D_{s2}) \quad aa4 := \text{cspline}(f, D_{s3})$$

$$D_{s1\text{lim}} := \text{interp}(aa1, f, D_s, f_{s,\text{lim}}) \quad D_{s1\text{lim}} := \text{interp}(aa2, f, D_{s1}, f_{s,\text{lim}})$$

$$D_{s2\text{lim}} := \text{interp}(aa3, f, D_{s2}, f_{s,\text{lim}}) \quad D_{s3\text{lim}} := \text{interp}(aa4, f, D_{s3}, f_{s,\text{lim}})$$

$$D_{s1\text{lim}} = 36.721 \quad [\text{dB}] \quad D_{s1\text{lim}} = 35.456 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{s2\text{lim}} = 30.631 \quad [\text{dB}] \quad D_{s3\text{lim}} = 21.413 \quad [\text{dB}]$$

4.2.3.2. Ecran simplu din PFL, incidență oblică

Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru placaj tip PFL. Se consideră că unda incidentă are un unghi de 0° , 30° , 60° sau 80° față de normala la suprafața ecranului.

a) Grosime placaj: 6 mm

$$c_p := 4700 \quad \text{m/s} \quad c_0 := 342 \quad \text{m/s}$$

$$\rho_p := 600 \quad \text{kg/m}^3 \quad \rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$d_p := 6 \quad \text{mm} \quad \nu_p := 0 \quad E_p := 10^{10} \quad \text{N/m}^2$$

$$f_{p,\text{lim}} := \frac{c_p^2}{\pi \cdot d_p} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_p \cdot (1 - \nu_p^2)}{E_p}} \quad [\text{Hz}] \quad f_{p,\text{lim}} = 497.2 \quad \text{Hz}$$

$f_i :=$	$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i$	$[\text{s}^{-1}]$	$\theta_j :=$	$\omega_i =$
63			30	395.841
125			60	785.398
250			80	1570.796
500				3141.593
1000				6283.185
2000				12566.371
4000				25132.741
8000				50265.482
[Hz]				$[\text{s}^{-1}]$

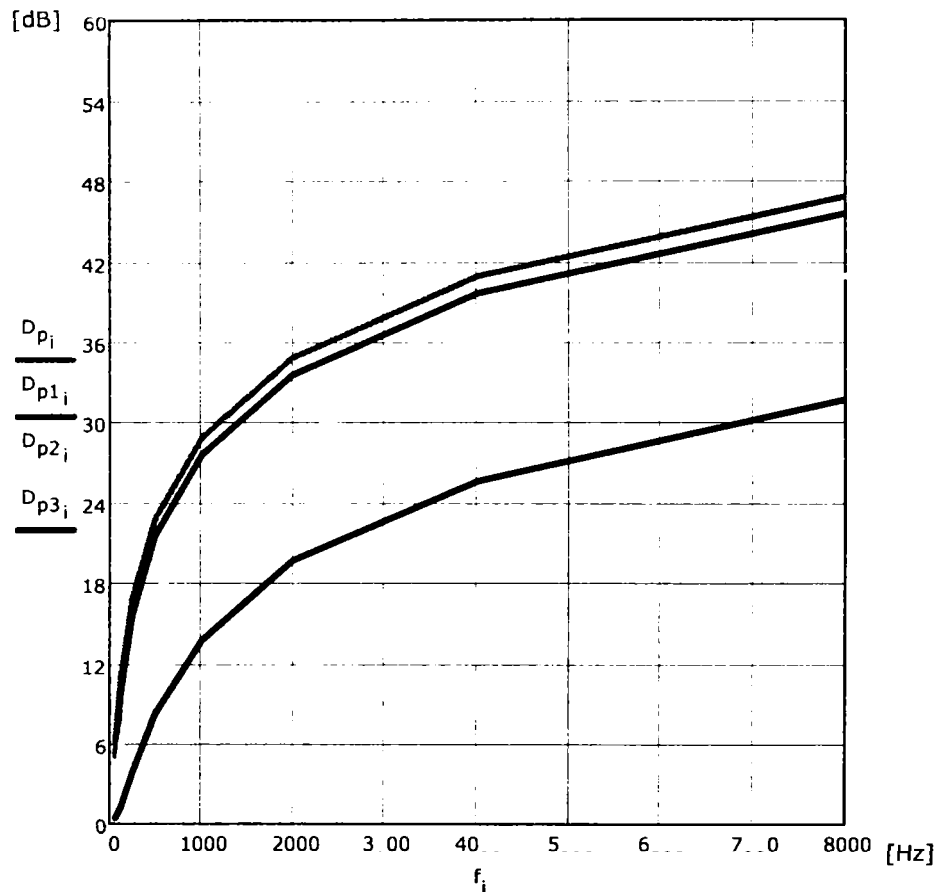
$$D_{p_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_1 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_2 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_3 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$D_{p_i} =$	$D_{p1_i} =$	$D_{p2_i} =$	$D_{p3_i} =$
6.036	5.133	2.439	0.378
11.094	9.956	5.984	1.328
16.854	15.635	11.094	3.858
22.807	21.565	16.854	8.277
28.811	27.563	22.807	13.784
34.827	33.578	28.811	19.666
40.846	39.597	34.827	25.651
46.867	45.617	40.846	31.663
[dB]	[dB]	[dB]	[dB]



4.12 . Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la placaj grosime 6 mm
 $D_{p_i} - 0^\circ$ $D_{p1} - 30^\circ$ $D_{p2} - 60^\circ$ $D_{p3} - 80^\circ$

$$d_p = 6 \quad \text{mm} \quad f_{p.lim} = 497.2 \quad \text{Hz}$$

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_i) \quad aa2 := \text{cspline}(f, D_p) \quad aa3 := \text{cspline}(f, D_p) \quad aa4 := \text{cspline}(f, D_p)$$

$$D_{plim} := \text{interp}(aa1, f, D_p, f_{p.lim}) \quad D_{p1lim} := \text{interp}(aa2, f, D_{p1}, f_{p.lim})$$

$$D_{p2lim} := \text{interp}(aa3, f, D_{p2}, f_{p.lim}) \quad D_{p3lim} := \text{interp}(aa4, f, D_{p3}, f_{p.lim})$$

$$D_{plim} = 22.757 \quad [\text{dB}] \quad D_{p1lim} = 21.516 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p2lim} = 16.806 \quad [\text{dB}] \quad D_{p3lim} = 8.235 \quad [\text{dB}]$$

b) Grosime placaj: 10 mm

$$c_p := 4700 \quad \text{m/s} \qquad c_0 := 342 \quad \text{m/s}$$

$$\rho_p := 600 \quad \text{kg/m}^3 \qquad \rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$d_p := 10 \quad \text{mm} \quad v_p := 0 \qquad E_p := 10^{10} \quad \text{N/m}^2$$

$$f_{p.lim} := \frac{c_p^2}{\pi \cdot d_p} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_p \cdot (1 - v_p^2)}{E_p}} \quad [\text{Hz}] \qquad f_{p.lim} = 298.32 \quad \text{Hz}$$

$$m_p := \frac{\rho_p \cdot d_p}{1000} \qquad m_p = 6$$

$f_i :=$	$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i \quad [s^{-1}]$	$\omega_i =$	$\theta_j :=$
63		395.841	30
125		785.398	60
250		1570.796	80
500		3141.593	
1000		6283.185	
2000		12566.371	
4000		25132.741	
8000		50265.482	
	Hz	$[s^{-1}]$	

$$D_{p_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

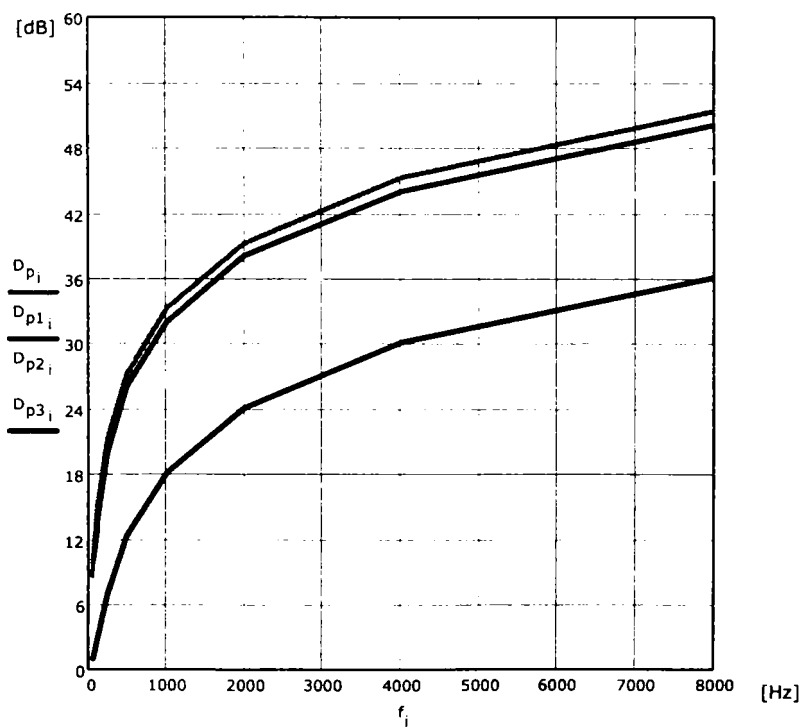
$$D_{p2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_2 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_1 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos\left(\frac{\theta_3 \cdot \pi}{180}\right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$D_{p_i} =$	$D_{p1_i} =$	$D_{p2_i} =$	$D_{p3_i} =$
9.719	8.621	4.904	0.978
15.31	14.103	9.657	2.997
21.233	19.995	15.31	6.968
27.23	25.983	21.233	12.28
33.244	31.995	27.23	18.103
39.263	38.014	33.244	24.073
45.283	44.034	39.263	30.081
51.304	50.054	45.283	36.098

[dB] [dB] [dB] [dB]



4. 13. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la placaj grosime 10 mm
 $D_{p_i} - 0^0$ $D_{p1_i} - 30^0$ $D_{p2_i} - 60^0$ $D_{p3_i} - 80^0$

$$d_p = 10 \quad \text{mm} \quad f_{p.lim} = 298.32 \quad \text{Hz}$$

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_1) \quad aa2 := \text{cspline}(f, D_p) \quad aa3 := \text{cspline}(f, D_p) \quad aa4 := \text{cspline}(f, D_p)$$

$$D_{p1lim} := \text{interp}(aa1, f, D_p, f_{p.lim})$$

$$D_{p1lim} := \text{interp}(aa2, f, D_{p1}, f_{p.lim})$$

$$D_{p2lim} := \text{interp}(aa3, f, D_{p2}, f_{p.lim})$$

$$D_{p3lim} := \text{interp}(aa4, f, D_{p3}, f_{p.lim})$$

$$D_{p1lim} = 22.733 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p1lim} = 21.479 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p2lim} = 16.759 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p3lim} = 8.249 \quad [\text{dB}]$$

c) Grosime placaj: 18 mm

$$c_p := 4700 \quad \text{m/s}$$

$$c_0 := 342 \quad \text{m/s}$$

$$\rho_p := 600 \quad \text{kg/m}^3$$

$$\rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$d_p := 18 \quad \text{mm} \quad \nu_p := 0$$

$$E_p := 10^{10} \quad \text{N/m}^2$$

$$f_{p.lim} := \frac{c_p^2}{\pi \cdot d_p} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_p \cdot (1 - \nu_p^2)}{E_p}} \quad \text{Hz}$$

$$f_{p.lim} = 165.733 \quad \text{Hz}$$

$$f_i := \omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i \quad [s^{-1}]$$

63
125
250
500
1000
2000
4000
8000

[Hz]

$$\theta_j := \omega_j =$$

30	395.841
60	785.398
80	1570.796
	3141.593
	6283.185
	12566.371
	25132.741
	50265.482

[s⁻¹]

$$D_{p_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_2 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_1 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_3 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

 $D_{p_i} =$

14.491
20.326
26.316
32.329
38.348
44.368
50.389
56.409

[dB]

 $D_{p1_i} =$

13.293
19.09
25.07
31.081
37.099
43.119
49.139
55.16

[dB]

 $D_{p2_i} =$

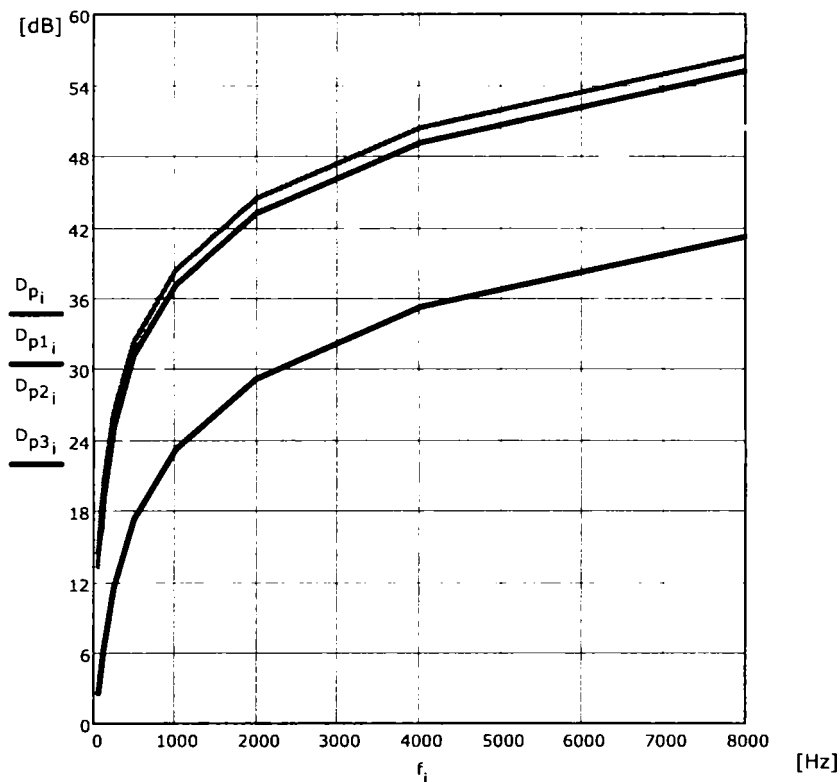
8.911
14.425
20.326
26.316
32.329
38.348
44.368
50.389

[dB]

 $D_{p3_i} =$

2.596
6.253
11.424
17.204
23.162
29.167
35.183
41.203

[dB]



4. 14. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la placaj grosime 18 mm
 $D_{p1} - 0^\circ$ $D_{p2} - 30^\circ$ $D_{p3} - 60^\circ$ $D_{p3} - 80^\circ$

$$d_p = 18 \quad \text{mm}$$

$$f_{p.lim} = 165.733 \quad \text{Hz}$$

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_p)$$

$$aa2 := \text{cspline}(f, D_{p1})$$

$$aa3 := \text{cspline}(f, D_{p2})$$

$$aa4 := \text{cspline}(f, D_{p3})$$

$$D_{plim} := \text{interp}(aa1, f, D_p, f_{p.lim})$$

$$D_{p1lim} := \text{interp}(aa2, f, D_{p1}, f_{p.lim})$$

$$D_{p2lim} := \text{interp}(aa3, f, D_{p2}, f_{p.lim})$$

$$D_{p3lim} := \text{interp}(aa4, f, D_{p3}, f_{p.lim})$$

$$D_{plim} = 22.699 \quad \text{[dB]}$$

$$D_{p1lim} = 21.495 \quad \text{[dB]}$$

$$D_{p2lim} := \text{interp}(aa3, f, D_{p2}, f_{p.lim})$$

$$D_{p3lim} := \text{interp}(aa4, f, D_{p3}, f_{p.lim})$$

d) Grosime placaj: 20 mm

$$c_p := 4700 \quad \text{m/s} \qquad c_0 := 342 \quad \text{m/s}$$

$$\rho_p := 600 \quad \text{kg/m}^3 \qquad \rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$d_p := 20 \quad \text{mm} \qquad \nu_p := 0 \qquad E_p := 10^{10} \quad \text{N/m}^2$$

$$f_{p,\text{lim}} := \frac{c_p^2}{\pi \cdot d_p} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_p \cdot (1 - \nu_p^2)}{E_p}} \quad [\text{Hz}] \qquad f_{p,\text{lim}} = 149.16 \quad \text{Hz}$$

 $f_i :=$

63
125
250
500
1000
2000
4000
8000

Hz

 $\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i \quad [\text{s}^{-1}]$ $\theta_j :=$

30
60
80

 $\omega_j =$

395.841
785.398
1570.796
3141.593
6283.185
12566.371
25132.741
50265.482

 $[\text{s}^{-1}]$

$$D_{p_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos\left(\frac{\theta_1 \cdot \pi}{180}\right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos\left(\frac{\theta_2 \cdot \pi}{180}\right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_p \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_3 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

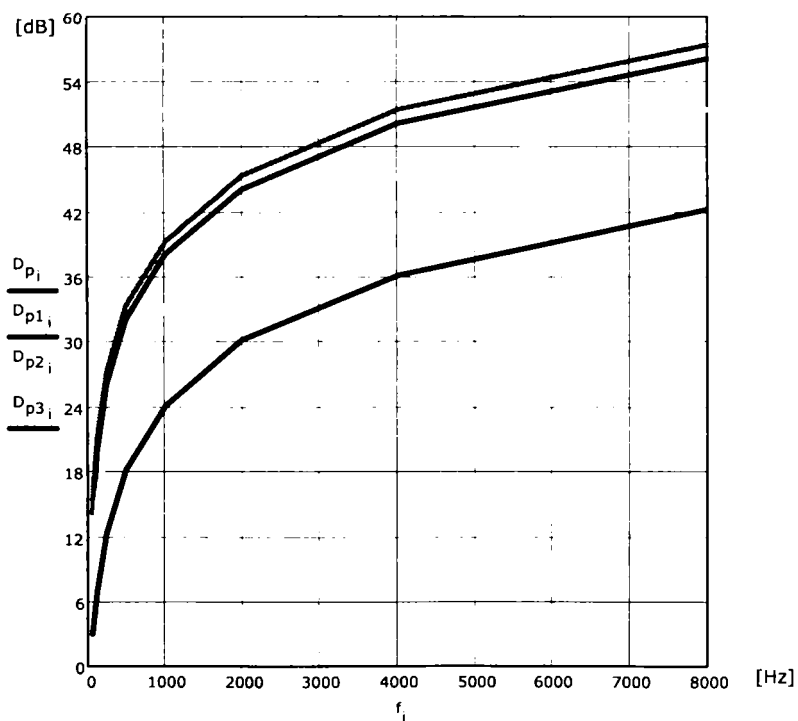
$D_{p_i} =$	$D_{p1_i} =$	$D_{p2_i} =$	$D_{p3_i} =$
15.377	14.169	9.719	3.032
21.233	19.995	15.31	6.968
27.23	25.983	21.233	12.28
33.244	31.995	27.23	18.103
39.263	38.014	33.244	24.073
45.283	44.034	39.263	30.081
51.304	50.054	45.283	36.098
57.324	56.075	51.304	42.118

[dB]

[dB]

[dB]

[dB]



4. 15. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la placaj grosime 20 mm

 $D_{p1} - 0^\circ$ $D_{p1} - 30^\circ$ $D_{p2} - 60^\circ$ $D_{p3} - 80^\circ$

$$d_p = 20 \quad \text{mm} \qquad f_{p.lim} = 149.16 \quad \text{Hz}$$

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_p) \qquad aa2 := \text{cspline}(f, D_{p1})$$

$$aa3 := \text{cspline}(f, D_{p2}) \qquad aa4 := \text{cspline}(f, D_{p3})$$

$$D_{p1lim} := \text{interp}(aa1, f, D_p, f_{p.lim}) \qquad D_{p1lim} := \text{interp}(aa2, f, D_{p1}, f_{p.lim})$$

$$D_{p2lim} := \text{interp}(aa3, f, D_{p2}, f_{p.lim}) \qquad D_{p3lim} := \text{interp}(aa4, f, D_{p3}, f_{p.lim})$$

$$D_{p1lim} = 22.681 \quad [\text{dB}] \qquad D_{p1lim} = 21.47 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{p2lim} = 16.857 \quad [\text{dB}] \qquad D_{p3lim} = 8.292 \quad [\text{dB}]$$

4.2.3.3. Ecran simplu din oțel, incidență oblică

Calculul frecvenței limită și a indicelui de atenuare acustică pentru structură din oțel. Se consideră că unda incidentă are un unghi de 0° , 30° , 60° și 80° față de normala la suprafața ecranului.

a) grosime ecran oțel: 1,5 mm

$$c_o := 5100 \quad \text{m/s} \qquad c_0 := 342 \quad \text{m/s}$$

$$\rho_o := 7850 \quad \text{kg/m}^3 \qquad \rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$d_o := 1.5 \quad \text{mm} \qquad v_o := 0.28 \qquad E_o := 21 \cdot 10^{10} \quad \text{N/m}^2$$

$$f_{o.lim} := \frac{c_o^2}{\pi \cdot d_o} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_o \cdot (1 - v_o^2)}{E_o}} \quad [\text{Hz}] \qquad f_{o.lim} = 1774.419 \quad \text{Hz}$$

$f_i :=$	$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i$	$[s^{-1}]$	$\theta_j :=$	$\omega_i =$
63			30	395.841
125			60	785.398
250			80	1570.796
500				3141.593
1000				6283.185
2000				12566.371
4000				25132.741
8000				50265.482
Hz				$[s^{-1}]$

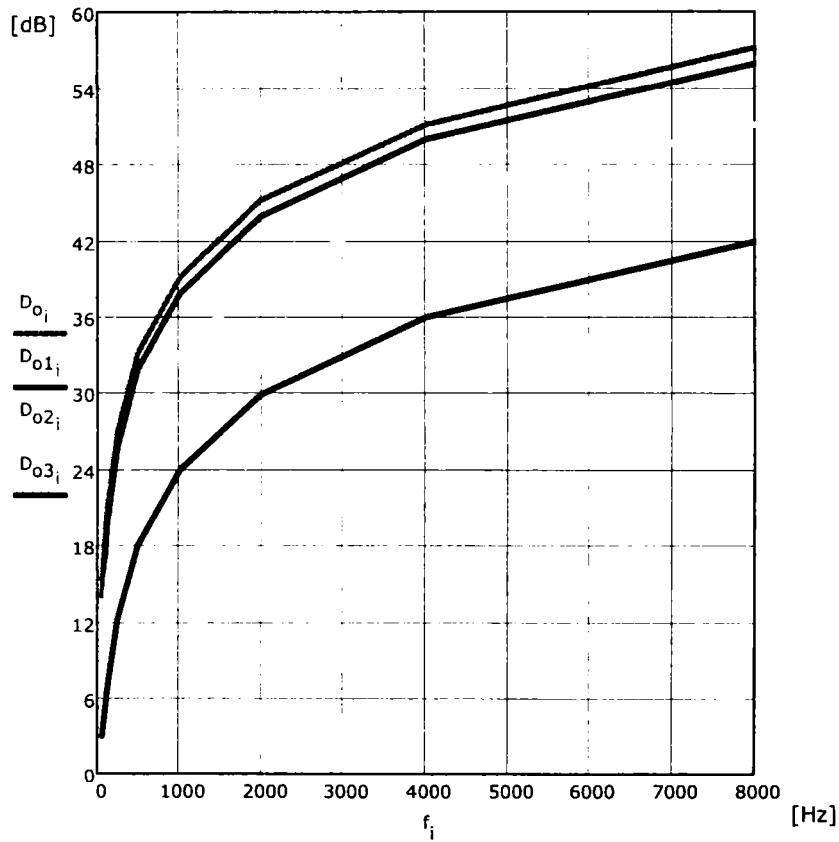
$$D_{o_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_o \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_o \cdot c_o} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{o2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_o \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_2 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_o \cdot c_o} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{o1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_o \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_1 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_o \cdot c_o} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{o3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_o \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_3 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_o \cdot c_o} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$D_{o_i} =$	$D_{o1_i} =$	$D_{o2_i} =$	$D_{o3_i} =$
15.218	14.011	9.572	2.95
21.07	19.832	15.15	6.838
27.065	25.819	21.07	12.125
33.08	31.831	27.065	17.941
39.099	37.849	33.08	23.909
45.119	43.869	39.099	29.917
51.139	49.89	45.119	35.934
57.16	55.91	51.139	41.954
[dB]	[dB]	[dB]	[dB]



4. 16. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la oțel grosime 1,5 mm
 $D_{oi} - 0^\circ$ $D_{o1i} - 30^\circ$ $D_{o2i} - 60^\circ$ $D_{o3i} - 80^\circ$

$$d_o = 1.5 \quad \text{mm} \quad f_{o.lim} = 1774.419 \quad \text{Hz}$$

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_i) \quad aa2 := \text{cspline}(f, D_o) \quad aa3 := \text{cspline}(f, D_o) \quad aa4 := \text{cspline}(f, D_o)$$

$$D_{olim} := \text{interp}(aa1, f, D_o, f_{o.lim})$$

$$D_{o1lim} := \text{interp}(aa2, f, D_{o1}, f_{o.lim})$$

$$D_{o2lim} := \text{interp}(aa3, f, D_{o2}, f_{o.lim})$$

$$D_{o3lim} := \text{interp}(aa4, f, D_{o3}, f_{o.lim})$$

$$D_{olim} = 44.109 \quad \text{dB}$$

$$D_{o2lim} = 38.059 \quad \text{dB}$$

$$D_{o1lim} = 42.852 \quad \text{dB}$$

$$D_{o3lim} = 28.879 \quad \text{dB}$$

b) Grosime ecran oțel: 2 mm

$$c_0 := 5100 \quad \text{m/s} \quad c_0 := 342 \quad \text{m/s}$$

$$\rho_0 := 7850 \quad \text{kg/m}^3 \quad \rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3$$

$$d_0 := 2 \quad \text{mm} \quad v_0 := 0.28 \quad E_0 := 21 \cdot 10^{10} \quad \text{N/m}^2$$

$$f_{0,\text{lim}} := \frac{c_0^2}{\pi \cdot d_0} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \rho_0 \cdot (1 - v_0^2)}{E_0}} \quad [\text{Hz}] \quad f_{0,\text{lim}} = 1330.815 \quad \text{Hz}$$

$f_i :=$	$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i \quad [s^{-1}]$	$\theta_j :=$	$\omega_i =$
63		30	395.841
125		60	785.398
250		80	$1.571 \cdot 10^3$
500			$3.142 \cdot 10^3$
1000			$6.283 \cdot 10^3$
2000			$1.257 \cdot 10^4$
4000			$2.513 \cdot 10^4$
8000			$5.027 \cdot 10^4$
Hz			s^{-1}

$$D_{0_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_0 \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{02_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_0 \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_2 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{01_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_0 \cdot \omega_i \cdot \cos \left(\frac{\theta_1 \cdot \pi}{180} \right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{o3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{m_o \cdot \omega_j \cdot \cos\left(\frac{\theta_3 \cdot \pi}{180}\right)}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$D_{o_i} =$

17.659
23.554
29.56
35.577
41.597
47.618
53.638
59.659

[dB]

$D_{o1_i} =$

16.434
22.311
28.313
34.328
40.348
46.368
52.389
58.409

[dB]

$D_{o2_i} =$

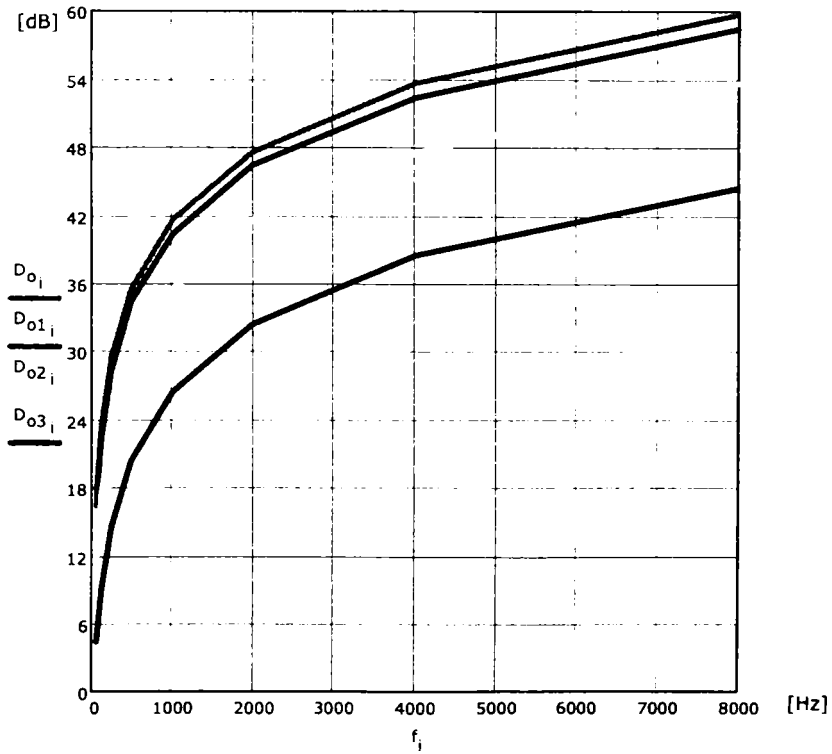
11.856
17.591
23.554
29.56
35.577
41.597
47.618
53.638

[dB]

$D_{o3_i} =$

4.359
8.924
14.506
20.409
26.4
32.413
38.432
44.452

[dB]



4.17 . Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la oțel grosime 2 mm

$D_{o_i} - 0^\circ$ $D_{o1_i} - 30^\circ$ $D_{o2_i} - 60^\circ$ $D_{o3_i} - 80^\circ$

$$d_0 = 2 \quad \text{mm} \quad f_{0,\text{lim}} = 1330.815 \quad \text{Hz}$$

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_0) \quad aa2 := \text{cspline}(f, D_{01})$$

$$aa3 := \text{cspline}(f, D_{02}) \quad aa4 := \text{cspline}(f, D_{03})$$

$$D_{0\text{lim}} := \text{interp}(aa1, f, D_0, f_{0,\text{lim}})$$

$$D_{01\text{lim}} := \text{interp}(aa2, f, D_{01}, f_{0,\text{lim}})$$

$$D_{02\text{lim}} := \text{interp}(aa3, f, D_{02}, f_{0,\text{lim}})$$

$$D_{03\text{lim}} := \text{interp}(aa4, f, D_{03}, f_{0,\text{lim}})$$

$$D_{0\text{lim}} = 44.159 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{01\text{lim}} = 42.895 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{03\text{lim}} = 28.86 \quad [\text{dB}]$$

$$D_{0\text{lim}} = 44.159 \quad [\text{dB}]$$

4.3. Izolarea cu ecrane duble

În exploatarea feroviară la toate structurile de vehicule motoare sau remorcate se utilizează pe scară largă cu rezultate foarte bune izolarea fonică cu ecrane duble. Aceste ecrane au masa unitară însumată egală cu cea a ecranului pe care îl înlocuiesc, fiind dispuse la o distanță suficient de mare pentru a se evita cuplajele, ceea ce ar conduce la intrarea în rezonanță a structurii de protecție. Legea masei arată că un ecran cu o masă unitară pe jumătate din masa ecranului considerat va avea la aceeași frecvență, un indice de atenuare redus cu 6 dB. Utilizând două ecrane ușoare cu masa unitară totală egală cu cea a ecranului inițial, dar distanțate astfel încât să lucreze independent, se obține un indice de atenuare dublu față de cazul utilizării unui singur ecran.

În majoritatea cazurilor toate structurile portante de la vehiculele feroviare sunt constructiv realizate sub formă de ecrane duble.

La o locomotivă sau vagon de călători podeaua este realizată sub formă stratificată, în exterior din tablă de 1,5 - 2 mm, grinzi din lemn de esență tare peste care se montează contraplaca din lemn rezemată pe grinzi prin intermediul unor garnituri de cauciuc. Datorită impedanței caracteristice a cauciucului diferite față de cea a oțelului din structura exterioară a podelei respectiv a grinzilor din lemn se realizează o reducere considerabilă a zgomotului transmis pe cale solidă de la exterior spre interiorul vehiculului.

Pereții laterali ai cutiei pot fi considerați tot ca două ecrane de izolare acustică. Spre exterior cutia vehiculului se confecționează din tablă sau din aluminiu (la construcțiile mai moderne) iar la interior din placaj tip PFL cu material plastic stratificat. Între cei doi pereți există un strat izolator din vată minerală cu proprietăți fonoabsorbante.

Geamurile exterioare sunt duble având aceleași proprietăți ca și ecranele duble. Pentru orice vehicul modern care circulă cu viteze mari se impune în mod

obligatoriu utilizarea geamurilor duble pentru atenuarea zgomotului transmis pe cale aeriană din exteriorul vehiculului.

Pentru studiul propagării undelor elastice se consideră două ecrane, extinse la infinit, despărțite de un strat de aer. Asupra celor două ecrane acționează unde acustice plane incidente la suprafața exterioară.

În urma interacțiunii, din unda incidentă rezultă o undă reflectată respectiv o undă transmisă în spațiul interior dintre cele două ecrane. În continuare unda transmisă devine undă incidentă pe suprafața celui de-al doilea ecran. Va rezulta o undă reflectată în spațiul dintre ecrane și o undă transmisă în mediul interior, figura 4.18.

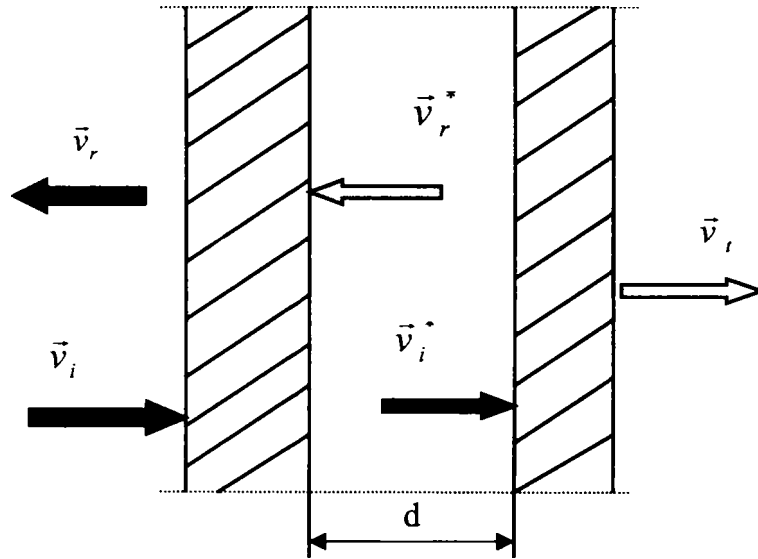


Fig. 4.18. Propagarea undelor printr-un sistem de ecranare dublu

Datorită incidenței normale nu apar unde de încovoiere în ecrane, astfel încât se poate considera ipoteza pistonului rigid pentru ambele ecrane. Mișcarea ecranelor va fi asimilată unor prisme cu o suprafață , cu o distanță mică între ele care se poate, astfel încât stratul de aer se va comporta ca un resort, aplicat simultan la cele două ecrane, figura 4.19.

Rigiditatea stratului de aer ce corespunde suprafeței ΔS este:

$$K = k_a \cdot \Delta S \text{ pentru } k_a = \frac{E}{d} \text{ unde:} \quad (4.42)$$

k_a este rigiditatea stratului de aer raportată la suprafață;

E - modul de elasticitate al aerului determinat pentru transformarea adiabatică;

d - distanța dintre ecrane.

Asupra primului ecran acționează forța dată de presiunea exterioară $p_1(x_1, t)$ și forța elastică din resort care este proporțională cu deformația relativă a stratului de aer. Pe cel de al doilea ecran acționează forța elastică și forța dată de presiunea interioară $p_2(x_2, t)$.

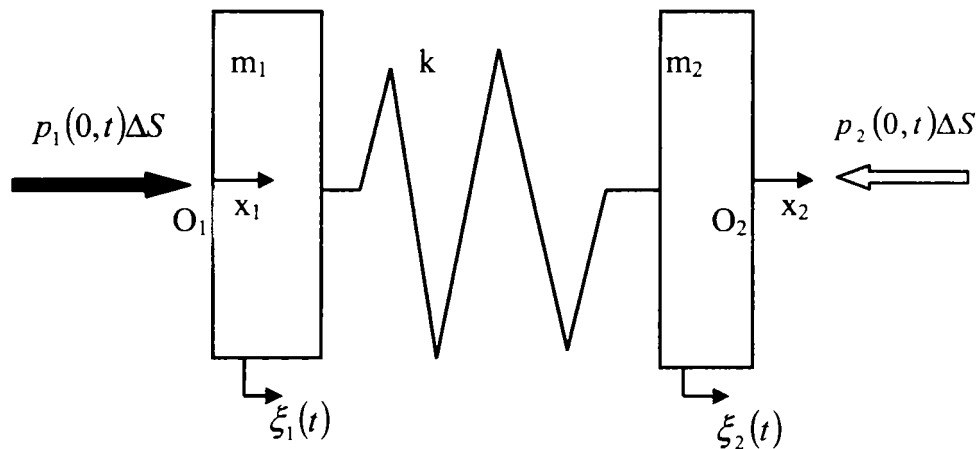


Fig. 4.19. Modelul mecanic al ecranelor duble

Ecuatiile de mișcare pentru cele două ecrane sunt:

$$p_1(0,t)\Delta S - K[\xi_1(t) - \xi_2(t)] = m_1\Delta S \frac{d^2\xi_1(t)}{dt^2} \quad (4.42)$$

$$K[\xi_1(t) - \xi_2(t)] - p_2(0,t)\Delta S = m_2\Delta S \frac{d^2\xi_2(t)}{dt^2} \quad (4.43)$$

unde: m_1, m_2 sunt masele unitare ale ecranelor;

ξ_1, ξ_2 - deplasările ecranelor.

La suprafața exterioară, viteza particulelor este egală cu viteza primului ecran, pe suprafața interioară, viteza particulelor din unde transmisă este egală cu viteza de deplasarea a ecranului doi. Astfel va rezulta:

$$v_1(0,t) = \frac{d\xi_1(t)}{dt} \quad (4.44)$$

$$v_2(0,t) = \frac{d\xi_2(t)}{dt}$$

În ultimele două relații se introduc mărimile complexe pentru regimul armonic de mișcare, se ține cont de presiunea acustică și viteza de propagare a undelor, rezultând:

$$\bar{p}_i + \bar{p}_r = (k_a - \omega^2 m_1)\bar{\xi}_1 - k_a\bar{\xi}_2 \quad (a)$$

$$-\bar{p}_t = (k_a - \omega^2 m_2)\bar{\xi}_2 - k_a\bar{\xi}_1 \quad (b)$$

$$\bar{p}_i - p_r = j\omega\rho_0 c\bar{\xi}_1 \quad (c)$$

$$\bar{p}_t = j\omega\rho_0 c\bar{\xi}_2 \quad (d)$$

Din (a) și (b) va rezulta:

$$(k_a - \omega^2 m_1 + j\omega\rho_0 c)\bar{\xi}_1 - k_a\bar{\xi}_2 = 2\bar{p}_i \quad (4.45)$$

iar din relațiile (c) și (d) rezultă:

$$-k_a\bar{\xi}_1 + (k_a - \omega^2 m_2 + j\omega\rho_0 c)\bar{\xi}_2 = 0 \quad (4.46)$$

Se formează un sistem în care amplitudinile deplasărilor se exprimă în funcție de presiunea incidentă pe suprafața ecranului:

$$\left\{ m_1 m_2 \omega^4 - \left[k_a (m_1 + m_2) + (\rho_0 c)^2 \right] \omega^2 + j \omega \rho_0 c \left[2k_a - \omega^2 (m_1 + m_2) \right] \right\} \xi_2 = 2k_a \bar{p}_i$$

$$\left\{ m_1 m_2 \omega^4 - \left[k_a (m_1 + m_2) + (\rho_0 c)^2 \right] \omega^2 + j \omega \rho_0 c \left[2k_a - \omega^2 (m_1 + m_2) \right] \right\} \bar{p}_t = 2j \omega \rho_0 c k_a \bar{p}_i$$

Indicele de atenuare va fi:

$$m_1 m_2 \omega^2 - k_a (m_1 + m_2) - (\rho_0 c)^2 = 0 \quad (4.47)$$

Pentru ecranele duble frecvența la care transparența acustică are valoarea cea mai mare va fi:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_a (m_1 + m_2) + (\rho_0 c)^2}{m_1 m_2}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k_a \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}} \quad (4.48)$$

În cazul cuplării mișcării celor două ecrane datorită stratului de aer situat între ecrane, apare fenomenul de rezonanță care contribuie la scăderea atenuării zgomotelor. Pentru această frecvență, valoarea indicelui de atenuare va fi:

$$D = 10 \lg \left[1 - \frac{\omega^2 (m_1 + m_2)}{2k_a} \right]^2 \quad (4.49)$$

Dacă se utilizează două ecrane cu mase egale, la rezonanță indicele de atenuare se va anula fapt ce conduce transmiterea zgomotului în incinta care trebuie protejată. Deoarece fenomenul de rezonanță nu poate fi eliminat, în construcția materialului rulant se impune găsirea unor soluții constructive astfel încât frecvența la care apare rezonanța să fie sub limita inferioară a domeniului de izolare fonică, respectiv construcția ecranelor duble cu mase unitare diferite.

În cazul podelei de la vagoane sau locomotive trebuie realizată o izolare fonică superioară deoarece în această zonă zgomotele transmise pe cale solidă și aeriană au valorile cele mai mari.

În ultima perioadă de timp a fost implementată soluția izolării cu pernă de aer atât la vagoane cât și la locomotive, cu avantaje asupra confortului acustic dar și a celui termic.

Pereții cutiei se pot considera de asemenea ca și ecrane duble formați din peretele exterior din tablă, stratul de vopsea antifonică și stratul de vată minerală. La interior se utilizează materialul plastic multi - stratificat sau PFL cu suprafața melaminată spre interior.

Tavanul interior al vagoanelor poate fi realizat în mai multe variante: din PFL sau tablă de aluminiu perforată cu o plasă din fibră de sticlă. Prin această construcție tavanul devine un absorbant al undelor reflectate de suprafețele interioare. Pentru îmbunătățirea calităților fonice și termice se mai adaugă și un strat de vată minerală pe partea superioară a tavanului.

Ferestrele constituie alte puncte sensibile în privința izolării fonice deoarece în sticla viteza de propagare a undelor elastice fiind mare, indicele de atenuare va fi mult redus. Deoarece gradul de izolare nu poate fi îmbunătățit prin dispunerea unui strat cu proprietăți fonoabsorbante se adoptă soluția cu ecranare dublă. Ferestrele cu geamuri duble devin obligatorii la orice construcție de vehicule moderne datorită capacității de izolare fonică dar și termică sporite.

Indicele de atenuare pentru frecvențe mai mici decât frecvența de atenuare se calculează cu următoarea relație:

$$D = 20 \lg \frac{\omega(m_1 + m_2)}{2\rho_0 c} \text{ [dB]} \quad (4.50)$$

unde: m_1 și m_2 sunt masele unitare a celor două ecrane.

Pentru acest domeniu de frecvență, relația pentru indicele de atenuare este similară cu cea folosită în cazul ecranului simplu.

Dependența dintre mișcarea celor două ecrane poate fi definită astfel:

$$\bar{\xi}_2 = \frac{k_a}{k_a - \omega^2 m_2 + j\omega\rho_0 c} \bar{\xi}_1 \quad (4.51)$$

Pentru o frecvență mult mai mică decât cea de rezonanță pentru cazul când $\omega^2 m_2 \ll k_a$, amplitudinea ecranului interior este:

$$\bar{\xi}_2 = \frac{k_a}{k_a - \omega^2 m_2} \bar{\xi}_1 = \bar{\xi}_1 \quad (4.52)$$

Cele două ecrane având aproximativ aceeași amplitudine, vibrează în fază, deci se mișcă în același timp, fapt ce conduce la reducerea indicelui de atenuare.

Dacă frecvența unei incidente este mult mai mare decât frecvența de rezonanță, $\omega^2 m_2 \gg k_a$, amplitudinea ecranului interior va fi:

$$\bar{\xi}_2 = \frac{k_a}{k_a - \omega^2 m_2} \bar{\xi}_1 = -\frac{k_a}{\omega^2 m_2} \bar{\xi}_1$$

4.3.1. Ecran dublu oțel – PFL pentru podea

Se consideră o structură de izolare fonică cu ecran dublu pentru podeaua vagoanelor de călători. La partea exterioară există un planșeu din tablă de oțel cu grosimea de 2 mm iar la interior o placă din PFL. Se calculează frecvența limită și indicele de atenuare pentru sistemul compus din cele două ecrane. Au fost utilizate următoarele notații:

c_p – viteza sunetului în placaj

c_o – viteza sunetului în oțel

c_0 – viteza sunetului în aer

ρ_p – densitatea placajului

ρ_o – densitatea oțelului

d – grosime placaj

d_o – grosime oțel

E – modulul de elasticitate

Calculul a fost efectuat pentru o placă de oțel cu grosimea de 2 mm respectiv pentru o coală de placaj cu grosimea de 18 mm. Distanța între cele două ecrane este de 100 mm.

$$c_p := 4700 \quad \text{m/s} \quad c_o := 5100 \quad \text{m/s} \quad c_0 := 342 \quad \text{m/s} \quad \rho_p := 600 \quad \text{kg/m}^3$$

$\rho_o := 7850 \text{ kg/m}^3$ $\rho_0 := 1.2 \text{ kg/m}^3$ $d_o := 0.002 \text{ m}$ $d_{op_j} :=$

0.080
0.100

mm

$E := 1.4 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

$f_{op.lim_j} := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{E}{d_{op_j}} \cdot \frac{m_o + m_p}{m_o \cdot m_p}}$ [Hz]

$f_{op.lim_j} =$

83.234
74.447

Hz

$f_i :=$

63
125
250
500
1000
2000
4000
8000

[Hz]

$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i$ [s^{-1}]

$\omega_i =$

395.841
785.398
1570.796
3141.593
6283.185
12566.371
25132.741
50265.482

[s^{-1}]

$$D_{op_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left[\frac{(m_o + m_p) \cdot \omega_i^2}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right]^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

 $D_{op_i} =$

22.157
28.089
34.104
40.124
46.144
52.164
58.185
64.206

dB

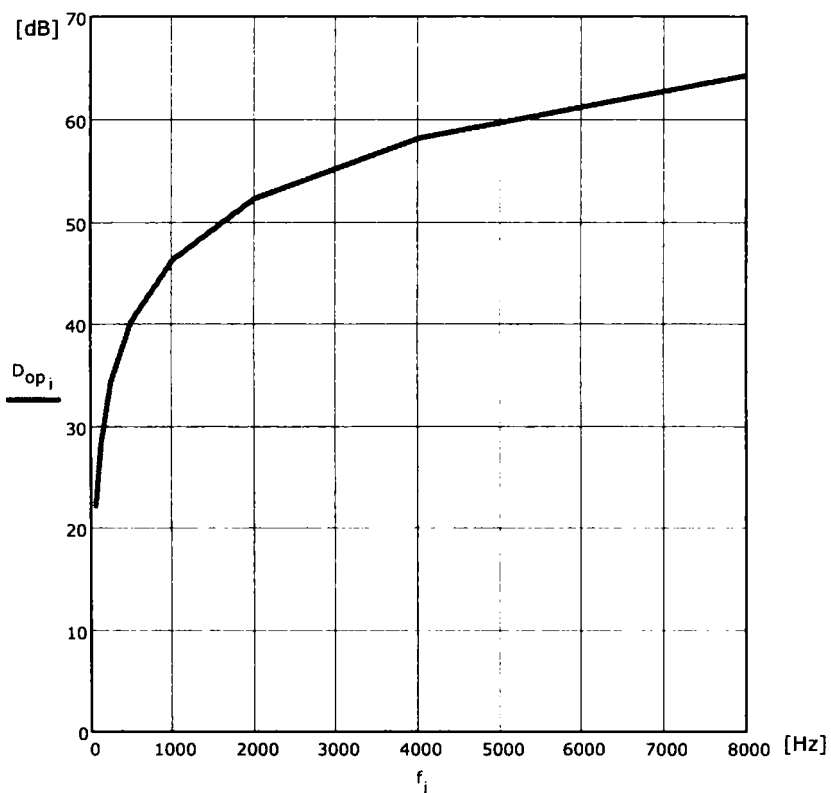


Fig. 4.20. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare podea oțel - PFL

$$d_o = 0.002 \quad \text{m} \quad d_p = 0.018 \quad \text{m}$$

 $f_{op.lim_j} =$

83.234
74.447

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_{op}) \quad D_{oplim_j} := \text{interp}(aa1, f, D_{op}, f_{op.lim_j}) \quad D_{oplim_j} =$$

25.058
23.969

dB

4.3.2. Ecran dublu oțel - PFL pentru perete

Calculul a fost efectuat în două variante pentru un perete de oțel cu grosimea de 2 mm respectiv pentru un perete din placaj cu grosimea de 6 mm. În cea de-a doua variantă placajul are o grosime de 10 mm. Distanța între cele două ecrane este de 62 mm.

$$c_p := 4700 \quad \text{m/s} \quad c_o := 5100 \quad \text{m/s} \quad c_0 := 342 \quad \text{m/s} \quad \rho_p := 600 \quad \text{kg/m}^3$$

$$\rho_o := 7850 \quad \text{kg/m}^3 \quad \rho_0 := 1.2 \quad \text{kg/m}^3 \quad d_o := 0.002 \quad \text{m} \quad d_{p_j} :=$$

0.006
0.010

m

$$d_{op} := 0.062 \quad \text{m} \quad E := 1.4 \cdot 10^5 \quad \text{N/m}^2 \quad m_{p_j} := \rho_p \cdot d_{p_j} \quad m_{p_j} =$$

3.6
6

$$f_{op.lim_j} := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{E}{d_{op}} \cdot \frac{m_o + m_{p_j}}{m_o \cdot m_{p_j}}} \quad \text{Hz} \quad f_{op.lim_j} =$$

139.755
114.787

Hz

$f_i :=$	$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i$	$[s^{-1}]$	$\omega_i =$
63			395.841
125			785.398
250			1570.796
500			3141.593
1000			6283.185
2000			12566.371
4000			25132.741
8000			50265.482
Hz			$[s^{-1}]$

$$D_{op1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left[\frac{(m_o + m_{p1}) \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right]^2 \right] \quad [dB]$$

$$D_{op2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left[\frac{(m_o + m_{p2}) \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right]^2 \right] \quad [dB]$$

$D_{op1_i} =$	$D_{op2_i} =$
19.427	20.434
25.341	26.356
31.352	32.369
37.37	38.388
43.39	44.408
49.411	50.429
55.431	56.449
61.452	62.47
dB	dB

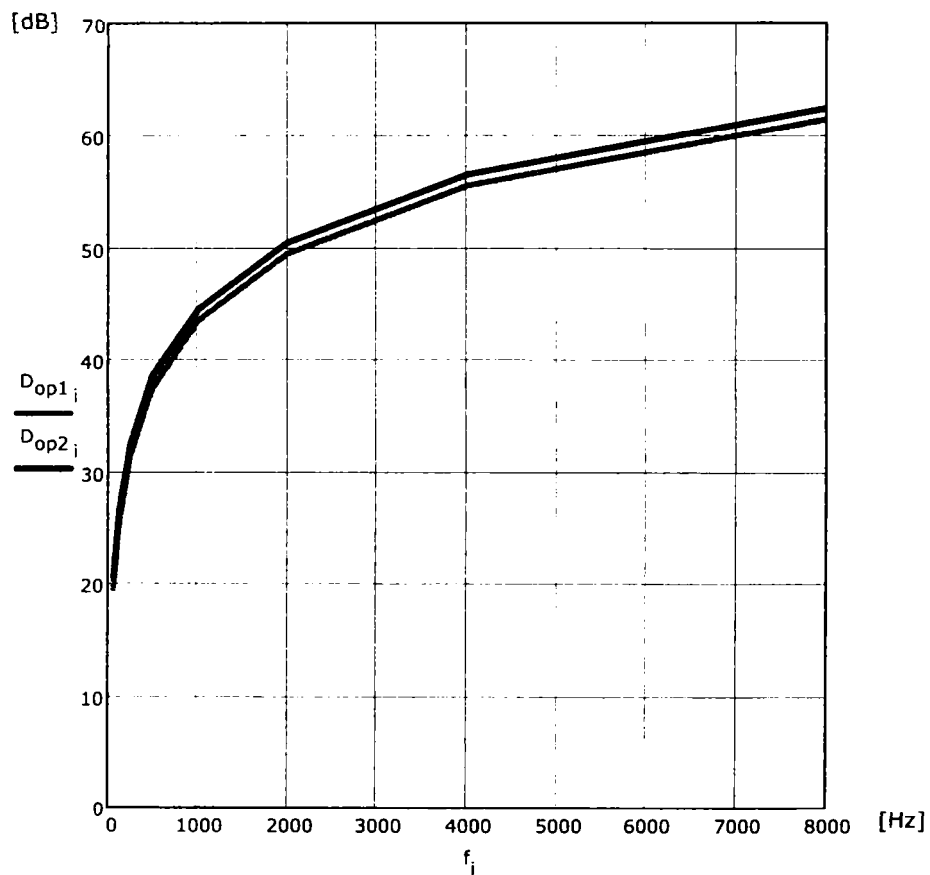


Fig. 4.21. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la perete oțel - PFL
 $D_{op1} - 6 \text{ mm}$ $D_{op2} - 10 \text{ mm}$

$$d_o = 0.002 \quad \text{m}$$

$$d_{p_j} =$$

0.006
0.01

m

$$f_{op.lim_j} =$$

139.755
114.787

Hz

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_{op1})$$

$$aa2 := \text{cspline}(f, D_{op2})$$

$$D_{oplim_1} := \text{interp}(aa1, f, D_{op1}, f_{op.lim_1})$$

$$D_{oplim_2} := \text{interp}(aa2, f, D_{op2}, f_{op.lim_2})$$

$$D_{\text{oplim}_j} =$$

26.172
25.771

dB

4.3.3. Ecran dublu sticlă - sticlă cu interstițiu de 10 mm

Se consideră un ecran dublu format din două geamuri distanțate la 10 mm. Calculul a fost realizat pentru patru grosimi diferite de sticlă: 4, 5, 6 și 8 mm.

În relațiile de calcul au fost utilizate următoarele notații:

c_s - viteza sunetului în sticlă

c_o - viteza sunetului în aer

ρ_s - densitatea sticlei

ρ_o - densitatea aerului

d_{ss} - grosimea sticlei

m_{ss} - masa unitară a sticlei

E - modulul de elasticitate

$$c_{s1} := 5600 \quad \text{m/s} \quad c_{s2} := 5600 \quad \text{m/s} \quad c_o := 342 \quad \text{m/s} \quad \rho_s := 2500 \quad \text{kg/m}^3$$

$$\rho_o := 1.2 \quad \text{kg/m}^3 \quad d_{ss_j} := \quad E := 1.4 \cdot 10^5 \quad \text{N/m}^2 \quad m_{ss_j} := \rho_s \cdot d_{ss_j} \quad \text{kg/m}^2$$

0.004
0.005
0.006
0.008

m

$$m_{ss_j} = \quad d_{g_j} := 0.010 \quad \text{m}$$

10
12.5
15
20

[kg/m²]

$$f_{ss.\text{lim}_j} := \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{E}{d_{g_j}} \cdot \frac{2 \cdot m_{ss_j}}{(m_{ss_j})^2}} \quad [\text{Hz}]$$

$f_{ss.lim_j} =$

266.317
238.201
217.447
188.315

Hz

$f_i :=$

63
125
250
500
1000
2000
4000
8000

Hz

$\omega_i := 2 \cdot \pi \cdot f_i$ [s⁻¹]

$\omega_i =$

395.841
785.398
1570.796
3141.593
6283.185
12566.371
25132.741
50265.482

[s⁻¹]

$$D_{ss1_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{2 \cdot m_{ss1} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{ss3_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{2 \cdot m_{ss3} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{ss2_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{2 \cdot m_{ss2} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$$D_{ss4_i} := 10 \cdot \log \left[1 + \left(\frac{2 \cdot m_{ss4} \cdot \omega_i}{2 \cdot \rho_0 \cdot c_0} \right)^2 \right] \quad [\text{dB}]$$

$D_{ss1_i} =$

19.733
25.649
31.661
37.68
43.7
49.72
55.741
61.761

dB

$D_{ss2_i} =$

21.654
27.583
33.598
39.618
45.638
51.658
57.679
63.699

dB

$D_{ss3_i} =$

23.229
29.165
35.181
41.201
47.221
53.242
59.262
65.283

dB

$D_{ss4_i} =$

25.719
31.661
37.68
43.7
49.72
55.741
61.761
67.782

dB

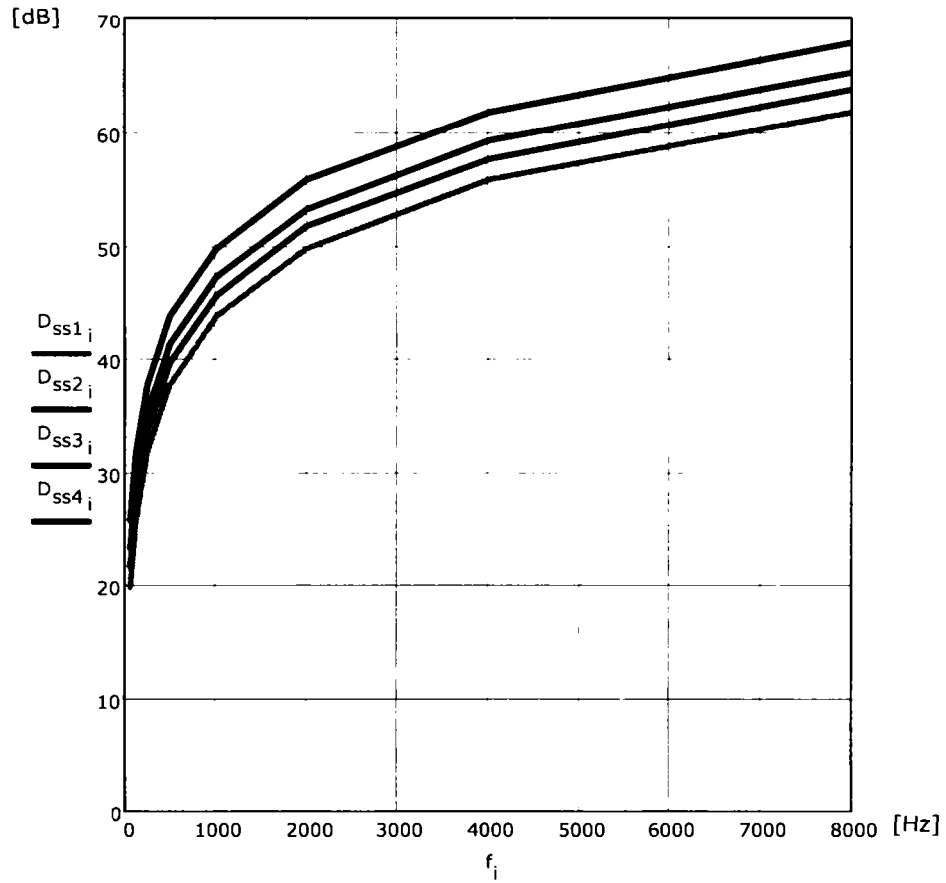


Fig. 4.22. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la ecran dublu sticlă – sticlă 10 mm
 D_{ss1} - 4 mm D_{ss2} - 5 mm D_{ss3} - 6 mm D_{ss4} - 8 mm

$d_{ss_j} =$

0.004
0.005
0.006
0.008

m

$f_{ss.lim_j} =$

266.317
238.201
217.447
188.315

Hz

$$aa1 := \text{cspline}(f, D_{ss1}) \quad aa2 := \text{cspline}(f, D_{ss2})$$

$$aa3 := \text{cspline}(f, D_{ss3}) \quad aa4 := \text{cspline}(f, D_{ss4})$$

$$D_{ss1lim} := \text{interp}(aa1, f, D_{ss1}, f_{ss.lim_1}) \quad D_{ss2lim} := \text{interp}(aa2, f, D_{ss2}, f_{ss.lim_2})$$

$$D_{ss3lim} := \text{interp}(aa3, f, D_{ss3}, f_{ss.lim_3}) \quad D_{ss4lim} := \text{interp}(aa4, f, D_{ss4}, f_{ss.lim_4})$$

$$D_{ss1lim} = 32.268 \quad \text{dB} \quad D_{ss2lim} = 33.118 \quad \text{dB}$$

$$D_{ss3lim} = 33.769 \quad \text{dB} \quad D_{ss4lim} = 34.791 \quad \text{dB}$$

În acest caz ecranul interior vibrează în opoziție de fază față de ecranul exterior dar cu o amplitudine mai mică. Indicele de atenuare va avea o valoare mult mai mare, în consecință izolarea fonică va fi bună.

Dacă undele elastice se propagă pe o direcție oblică pe suprafața ecranelor, frecvența de rezonanță a ecranelor va crește față de cazul unei incidențe după direcția normalei. Pentru orice construcție trebuie evitat a se utiliza ecrane cu caracteristici identice, deoarece având aceeași frecvență de rezonanță reduc foarte mult din capacitatea de izolare fonică.

O altă cauză ce contribuie la reducerea a nivelului de izolare fonică o reprezintă efectul de margine determinat de undele de încovoiere directe care acționează la îmbinările pereților. Aceste unde se suprapun peste undele directe generând unde staționare în structura ecranului de protecție fapt ce conduce la scăderea indicelui de atenuare.

Pentru orice structură de protecție cu ecrane duble este importantă distanța dintre ecrane deoarece în anumite cazuri poate apare rezonanța stratului intermediar. Astfel se impune o distanță mai mică între ecrane la care frecvența de rezonanță să fie în afara domeniului de eficacitate a structurii de izolație fonică sau/și se aplică materiale fonoabsorbante pe suprafețele interioare ale ecranelor.

Concluzie:

Elementele de structură au un rol important în ceea ce privește izolarea fonică împotriva propagării zgomotului aerian. Zgomotul se propagă și pe cale solidă datorită transmisiei undelor elastice între două corpuri aflate în contact. Oricare ar fi traseul de transmitere pe cale solidă a undelor elastice, acestea ajung, în final, pe conturul elementelor de structură ale cutiei unde se transformă în vibrații de încovoiere ale elementelor de structură. În acest mod, pereții și podeaua cutiei execută mișcări perpendiculare pe suprafața lor, mișcări care sunt de natură să producă unde sonore în compartimentele vehiculului, deci aceste elemente constructive devin radiatoare acustice.

Se adoptă anumite dimensiuni ale peretelui astfel încât frecvența la care radiația acustică a peretelui să fie superioară frecvențelor componentelor spectrale

importante ale zgomotului produs. O altă soluție des utilizată, constă în mărirea amortizării materialului peretelui prin acoperirea sa cu materiale bituminoase. Această soluție vizează atenuarea undelor de încovoiere care pot să apară datorită căii solide de transmitere a zgomotului. De asemenea, prin amortizarea realizată, se îmbunătățește capacitatea peretelui de a se opune transmiterii zgomotului pe cale aeriană.

4.4. Timpul de reverberație

Pentru cazul când o sursă interioară de zgomot începe să emită energie acustică, o parte din această energie este absorbită de suprafețele interioare, iar restul se acumulează la interior. În acest mod se produce o creștere a energiei acustice la interior, creștere care este mai accentuată la începutul perioadei de emisie. După un anumit timp, energia acustică de la interior se stabilizează astfel încât întreaga energie acustică emisă de sursă în unitatea de timp este absorbită de suprafețele interioare. Evaluarea matematică a fenomenului este utilă întrucât permite evidențierea unor parametri specifici foarte importanți prin care poate fi controlată absorbția acustică.

Datorită reflexiilor multiple pe care undele acustice provenite de la sursa interioară de zgomot le suferă pe suprafețele interioare ale compartimentului în care se găsește sursa, se poate considera că, în compartiment, câmpul acustic are caracteristicile unui câmp acustic perfect difuz.

În momentul întreruperii emisiei de energie acustică, densitatea de energie acustică din compartiment nu scade brusc, ci tot după o curbă exponențială. Acest lucru se datorează câmpului acustic reverberant care își manifestă prezența și după încetarea emisiei acustice a sursei. De altminteri, persistența sunetului într-o încălțare oarecare după încetarea emisiei sursei sonore se numește reverberație. Calitatea unui compartiment sau a unei încălțare oarecare de a menține energia acustică și după ce sursa acustică a încetat să mai emită se reflectă în așa-numitul timp de reverberație T_r care se definește ca fiind timpul scurs de la încetarea emisiei de zgomot și până când densitatea de energie acustică scade cu 60 dB în raport cu valoarea inițială, avută în momentul încetării emisiei.

$$T_r = 0,161 \cdot \frac{V_c}{A} \quad [s] \quad [54] \quad (4.53)$$

Formula lui Sabine introdusă din anul 1895, a fost determinată pe baze experimentale.

Relația arată că timpul de reverberație nu poate lua o valoare mai mică de $0,161V_c/S$, adică valoarea teoretică corespunzătoare cazului ideal în care toate suprafețele sunt perfect absorbante. Relația are un caracter orientativ și poate fi aplicată dacă coeficientul mediu de absorbție nu are valori mai mari ($\alpha_m < 0,3$).

Se consideră un compartiment de 6 locuri dintr-un vagon de călători având următoarele dimensiuni: lungime 2,2 m, lățime 1,9 m iar înălțimea 2,3 m. Se calculează volumul și suprafața:

$$V_c = 9,64 \text{ m}^3$$

și suprafața interioară

$$S = 27,22 \text{ m}^2$$

Izolația fonică a compartimentului are un coeficient mediu de absorbție acustică calculat în funcție de natura materialelor din care este formată structura interioară $\alpha_m = 0,2$.

Suprafața echivalentă de absorbție rezultată este:

$$A = \alpha_m S = 0,2 \cdot 27,22 = 5,44 \text{ m}^2$$

Timpul de reverberație rezultă din relația lui Sabine este:

$$T_r = 0,161 \frac{9,64}{5,44} = 0,28 \text{ s}$$

La locomotiva diesel - electrică, pentru sala mașinilor, dimensiunile principale sunt:

lungimea 8,7 m, lățimea 2,8 m iar înălțimea 2,6 m.

$$V_c = 63,33 \text{ m}^3$$

și suprafața totală:

$$S = 108,52 \text{ m}^2$$

Pereții compartimentului sunt tratați antifonic pentru a se reduce nivelul de zgomot. Dacă se consideră compartimentul netratat antifonic, atunci coeficientul mediu de absorbție este dat numai de învelișul metalic compartimentului. Se poate considera o valoare medie mai mică, $\alpha_m = 0,05$. Rezultă că suprafața echivalentă de absorbție a incintei va fi:

$$A = 0,05 \cdot 108,52 = 5,42 \text{ m}^2$$

În acest caz timpul de reverberație ia valoarea

$$T_r = 0,161 \frac{63,33}{5,42} = 1,88 \text{ s}$$

Comparativ cu un compartiment de călători timpul de reverberație este mai mare T_r . În literatura de specialitate sunt date și alte relații de calcul pentru timpul de reverberație care completează formula lui Sabine [100]. Importanța practică a timpului de reverberație constă în aceea că el poate fi măsurat relativ ușor și apoi, pe baza relației lui Sabine sau a alteia asemănătoare, se poate determina coeficientul de absorbție. Cunoașterea coeficientului de absorbție al unui compartiment sau incinte oarecare a cărei acustică trebuie corectată este esențială pentru a stabili oportunitatea aplicării vreunui tratament acustic suprafețelor interioare, așa cum se va vedea în cele ce urmează.

4.5. Câmpurile acustice direct și reverberant

Într-un compartiment, în prezența unei surse sonore, câmpul acustic este dat de suprapunerea câmpului acustic direct și a câmpului acustic reverberant. Într-un punct oarecare, cele două câmpuri au ponderi diferite și este foarte important să se cunoască zonele în care este mai mare câmpul acustic direct sau câmpul acustic reverberant pentru că pe această bază se poate stabili în ce măsură sunt eficiente eventualele tratamente acustice aplicate suprafețelor interioare.

În regim staționar, densitatea de energie acustică este dată de relația:

$$e = e_d + e_r = 4W / (cA) \quad (4.54)$$

unde: e_d este densitatea de energie acustică directă;

e_r - densitatea de energie acustică reverberantă.

În câmp acustic difuz undele străbat un anumit drum mediu, care este notat cu l_m între două reflexii consecutive. Acest drum este parcurs în timpul mediu $t_m = l_m / c$.

Se deduce că energia acustică conținută de un element de volum întâlnește suprafețele de reflexie, într-un interval de timp, Δt , în medie de $\frac{\Delta t}{t_m}$ ori.

Însumând pentru întreg volumul V_c , care conține energia acustică eV_c , rezultă că în intervalul de timp Δt suprafețele de reflexie primesc energia acustică $\frac{eV_c \Delta t}{t_m}$.

Impunând egalitatea dintre cele două cantități de energie acustică, rezultă:

$$\frac{eV_c \Delta t}{t_m} = \frac{ecS \Delta t}{4} \quad (4.55)$$

din care se obține timpul mediu necesar parcurgerii distanței medii dintre două reflexii succesive:

$$t_m = 4V_d / (cS) \quad (4.56)$$

În intervalul de timp necesar parcurgerii drumului mediu, sursa acustică emite energia acustică Wt_m , ceea ce revine la o densitate de energie acustică a câmpului acustic direct egală cu

$$e_d = Wt_m / V_c = 4W / (cS) \quad (4.57)$$

Se înlocuiește densitatea de energie acustică directă e_d obținută din relația (4.57) în relația (4.54) și apoi rezultă densitatea de energie acustică reverberantă:

$$e_d = e - e_d = \frac{4W(1 - \alpha_m)}{\alpha_m S c} = \frac{4W}{cR} \quad (4.58)$$

unde s-a introdus constanta $R = \frac{S \alpha_m}{1 - \alpha_m}$

Expresia densității de energie acustică este valabilă și în cazul câmpului acustic difuz. Notând cu p_r^2 presiunea medie pătratică a câmpului reverberant se obține:

$$e_r = \frac{p_r^2}{\rho_0 c^2} = \frac{4W}{cR}$$

din care se deduce:

$$p_r^2 = \frac{4Wc\rho_0}{R} \quad (4.59)$$

Presiunea medie pătratică a câmpului direct se calculează în funcție de puterea acustică a sursei sonore. La o distanță r de sursa sonoră, presiunea medie pătratică a câmpului acustic direct poate fi dată de relația:

$$p_d^2 = \frac{\rho_0 c W}{4\pi r^2} \quad (4.60)$$

Presiunea acustică medie pătratică din compartiment este egală cu suma presiunilor acustice medii pătratice ale câmpurilor direct și reverberant:

$$p^2 = p_d^2 + p_r^2 = \frac{\rho_0 c W}{4\pi r^2} + \frac{4\rho_0 c W}{R} = \rho_0 c W \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (4.61)$$

Nivelul presiunii acustice se obține sub forma:

$$L = 10 \lg \frac{\rho_0 c W}{p_0^2} \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) = L_w + 10 \lg \frac{\rho_0 c W_0}{p_0^2} \left(\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (4.62)$$

unde: $L_w = 10 \lg(W/W_0)$ este nivelul puterii acustice;

$W_0 = 10^{-12} \text{W}$ puterea acustică de referință.

Din relație se deduce că nivelul presiunii acustice în jurul unei surse sonore este mai mare dacă sursa se află într-un compartiment sau într-o incintă oarecare comparativ cu situația în care sursa s-ar găsi în câmp liber. Relația oferă o imagine cantitativă a câmpurilor acustice direct și reverberant care se formează în jurul sursei sonore. Se poate menționa faptul că în câmpul acustic direct, nivelul presiunii acustice scade cu câte 6 dB la fiecare dublare a distanței. Spre deosebire, în câmpul acustic reverberant, nivelul presiunii acustice este constant.

Examinând relația presiunii acustice medii pătratice din compartiment se ajunge la concluzia că există o anumită distanță față de sursa sonoră, notată cu r_0 , la care câmpul acustic direct este egal cu cel reverberant. Se pune condiția:

$$\left(4\pi r_0^2\right)^{-1} = 4/R$$

din care rezultă:

$$r_0 = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{R}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (4.63)$$

Dacă distanța de la un observator și până la sursa sonoră este mai mică decât r_0 atunci preponderent va fi câmpul acustic direct, în timp ce în cazul în care distanța dintre un observator și sursa sonoră este mai mare decât r_0 , observatorul se va afla sub influența câmpului acustic reverberant.

La vehiculele feroviare, în general, distanța r_0 , care delimitează zonele de influență ale câmpurilor acustice direct și reverberant, este mică. Astfel pentru un compartiment dintr-un vagon de călători cu compartimente mici, constanta de absorbție:

$$R = \alpha_m S / (1 - \alpha_m) = 0,2 \cdot 27,22 / (1 - 0,2) = 6,8 \text{ m}^2$$

și distanța:

$$r_0 = (1/4) \sqrt{R/\pi} = (1/4) \sqrt{6,8/3,14} = 0,36 \text{ m}$$

Având în vedere configurația și dimensiunile compartimentului se poate aprecia că locurile destinate călătorilor se află în câmpul acustic reverberant.

În cazul compartimentului mașinilor unei locomotive diesel se obține constanta:

$$R = 0,05 \cdot 108,52 / (1 - 0,05) = 5,71 \text{ m}^2$$

și distanța

$$r_0 = (1/4) \sqrt{5,71/3,14} = 0,33 \text{ m}$$

Rezultă că aria de influență a câmpului reverberant este mai mare decât cea a câmpului acustic direct. În ambele cazuri se pot aplica tratamente de îmbunătățire a absorbției acustice a suprafețelor interioare.

Până acum nu s-a ținut seama de directivitatea sursei sonore, presupunându-se că sursa este uniform omnidirecțională. Dacă sursa sonoră are coeficientul de directivitate egal cu 0, acesta influențează componenta directă a câmpului acustic. Presiunea medie pătratică a câmpului acustic devine

$$p^2 = \rho_0 c W [\Phi / (4\pi^2) + 4/R] \quad [\text{dB}] \quad (4.64)$$

Pentru o sursă sonoră aflată în mijlocul unui perete, considerat perfect reflectant, coeficientul de directivitate ia valoarea $\Phi = 2$. Dacă sursa sonoră emite dintr-un colț, atunci coeficientul de directivitate crește de patru ori, $\Phi = 8$.

Rezultă că tratamentele acustice care au drept scop mărirea suprafeței echivalente de absorbție sunt eficiente numai dacă zona care trebuie protejată se

află, înainte de aplicarea tratamentului, în sfera de influență a câmpului acustic reverberant. În general, înainte de aplicarea vreunui tratament acustic trebuie să se cunoască coeficientul de absorbție al compartimentului sau incintei respective pentru a se evalua eficiența tratamentului care se dorește a fi aplicat. Dacă coeficientul de absorbție este mic atunci câmpul reverberant are o mare arie de influență și este posibil ca printr-un efort relativ puțin însemnat să se obțină o îmbunătățire semnificativă a confortului fonic. În urma tratamentului acustic se reduce zona de influență a câmpului reverberant în beneficiul câmpului acustic direct. Dacă însă înainte de aplicarea tratamentului acustic, coeficientul de absorbție are o valoare relativ mare, înseamnă că zona de influență a câmpului reverberant este mică și deci prin mărirea absorbției acustice a suprafețelor interioare ea nu mai poate fi redusă prea mult. Ca urmare, nu se mai poate obține o reducere sesizabilă a nivelului de zgomot, iar eficiența tratamentului acustic este îndoielnică.

La interiorul compartimentelor de călători, sursa de zgomot este chiar suprafața interioară a compartimentului care radiază unde sonore sub forma zgomotului aerian sau sub forma zgomotului transmis pe cale solidă. Prin construcție, pereții și podeaua conțin materiale fonoabsorbante așa că o tratare suplimentară a lor nu-și are rostul. Singura suprafață susceptibilă de a fi tratată antifonic rămâne tavanul compartimentelor.

La locomotive se pune mai ales problema protecției cabinelor de conducere împotriva zgomotului emis de agregatele de forță ale locomotivei. În sala mașinilor, nivelul de zgomot este mare și el nu poate fi diminuat prea mult prin tratamente antifonice. Se iau măsuri de izolare fonică a pereților despărțitori dintre sala mașinilor și cabinile de conducere și se aplică tratamente antifonice deosebite pereților și tavanului din cabinile de conducere pentru a reduce nivelul de zgomot datorat câmpului acustic reverberant. De asemenea se aplică anumite tratamente antifonice și la interiorul compartimentului mașinilor.

4.6. Tehnologii de izolare fonică la construcția și modernizarea vehiculelor

Tratarea suprafețelor interioare pentru mărirea absorbției fonice a acestora în vederea limitării efectelor câmpului acustic reverberant presupune utilizarea de materiale și structuri fonoabsorbante. Acestea se caracterizează prin faptul că, sub acțiunea undelor sonore se pun în mișcare o serie de mecanisme specifice prin care energia acustică se transformă în căldură datorită frecărilor.

4.6.1. Materiale fonoabsorbante

Caracteristica principală a materialelor fonoabsorbante, cum sunt de exemplu vata minerală, pâslă, PFL poros, constă în aceea că ele au o structură poroasă. Pori comunică între ei prin canale sau deschizături ale materialului.

Când un astfel de material cade sub incidența unui câmp sonor, moleculele de aer din pori sunt puse în mișcare de energia acustică a câmpului sonor incident. Datorită vâscozității aerului, atât între particulele de aer, cât și între acestea și pereții porilor apar forțe de frecare care transformă ireversibil în căldură o parte din energia acustică a undelor. De asemenea, conductibilitatea termică a aerului contribuie și ea la disiparea energiei acustice a undelor care traversează materialul fonoabsorbant. Odată cu aerul, se pun în mișcare și fibrele materialului care suferă mișcări de încovoiere. Frecările interne din fibrele materialului, care apar datorită deformațiilor acestora, au ca efect sporirea absorbției acustice a materialului.

Avându-se în vedere modul în care se realizează absorbția acustică, rezultă că este important ca porii materialului fonoabsorbant să fie deschiși și să se formeze canale adânci care să comunice între ele.

Absorbția acustică a materialelor fonoabsorbante este în strânsă legătură cu o serie de caracteristici fizice ale acestora. Dintre acestea cele mai importante sunt rezistența la trecerea aerului și porozitatea.

Porozitatea este dată de raportul dintre volumul porilor de aer și volumul total al materialului. La materialele fibroase, este mai comod să se calculeze porozitatea după formula:

$$\gamma = 1 - M_m / (V_m \rho_f) \quad (4.65)$$

în care M_m este masa mostrei de material, V_m este volumul mostrei, iar ρ_f este densitatea fibrelor. Se poate verifica ușor că relația derivă tot din definiția porozității, prezentată anterior.

Din punct de vedere acustic, proprietățile materialelor sunt constanta de propagare și impedanța acustică specifică. Cele două mărimi sunt reprezentate prin numere complexe. După cum s-a mai arătat, constanta de propagare este de forma:

$$\bar{\gamma} = \alpha + j\beta \quad (4.66)$$

unde α este constanta de atenuare care arată care este atenuarea amplitudinii unei acustice de-a lungul unei distanțe egale cu unitatea de lungime, iar β este constanta de fază și ea caracterizează viteza de propagare a sunetului în material.

Impedanța acustică specifică a materialului are expresia:

$$\bar{Z}_a = R_a + jX_a \quad (4.67)$$

unde: R_a este rezistența acustică,

X_a - reactanța acustică.

Impedanța acustică specifică este definită în raport cu o undă plană progresivă. Aceasta presupune ca grosimea materialului să fie, cel puțin teoretic, infinită, iar din punct de vedere practic, suficient de mare astfel încât unda reflectată să fie neglijabilă. În cazul tratamentelor antifonice obișnuite, se utilizează materiale fonoabsorbante cu grosimi relativ mici ceea ce impune luarea în considerare a contribuției unei reflectate.

Pentru a fixa ideile, se presupune că un material fonoabsorbant, având grosimea d , este aplicat la suprafața interioară a unui perete confecționat dintr-un material a cărui impedanța acustică specifică se notează cu Z_{ap} . Se consideră că pe suprafața interioară a materialului fonoabsorbant cade o undă sonoră sub incidență normală. Ca urmare, în aerul interior se propagă o undă reflectată, iar în materialul fonoabsorbant o undă transmisă. Unda transmisă întâlnește suprafața de separație cu peretele, devine incidență pe acesta și dă naștere unei unde reflectate care se propagă înapoi în materialul fonoabsorbant și unei unde transmise în mediul peretelui. Prin mediul fonoabsorbant, unda de presiunea acustică poate fi descrisă cu relația:

$$\bar{p}(x) = p_d e^{-j\gamma x} + \bar{p}_r e^{j\gamma x} \quad (4.68)$$

unde: $\bar{p}(x)$ este amplitudinea complexă a presiunii acustice;

p_{dr} - amplitudinea complexă a unei directe și reflectate.

Viteza particulelor este dată de relația:

$$\bar{v}(x) = \bar{v}_d e^{-j\gamma x} - \bar{v}_r e^{j\gamma x} = (p_d e^{-j\gamma x} - \bar{p}_r e^{j\gamma x}) / \bar{Z}_a \quad (4.69)$$

Impedanța acustică oferită undei incidente pe suprafața interioară a stratului de material absorbant este egală cu raportul dintre amplitudinea presiunii acustice și amplitudinea vitezei la suprafața de separație:

$$\bar{W} = \bar{p}(0) / \bar{v}(0) = \bar{Z}_a(\bar{p}_d + \bar{p}_r) / (\bar{p}_d - \bar{p}_r) = \bar{Z}_a(\bar{p}_d / \bar{p}_r + 1) / (\bar{p}_d / \bar{p}_r - 1) \quad (4.70)$$

La suprafața de separație cu peretele, presiunile și vitezele sunt egale de-o parte și de alta a suprafeței de separație. Considerând că prin perete se propagă numai unda transmisă, se pot pune condițiile:

$$\bar{p}(d) = \bar{p}_t$$

$$\bar{v}(d) = \bar{v}_t \quad (4.71)$$

Efectuând raportul celor două relații rezultă:

$$\bar{p}_d e^{-\gamma d} - \bar{p}_r e^{\gamma d} = (\bar{p}_d e^{-\gamma d} - \bar{p}_r e^{\gamma d}) = \bar{Z}_{ap} / \bar{Z}_a \quad (4.72)$$

$$\bar{p}_d / \bar{p}_r = e^{2\gamma d} (\bar{Z}_{ap} + \bar{Z}_a) / (\bar{Z}_{ap} - \bar{Z}_a) \quad (4.73)$$

Se introduce expresia raportului $\frac{\bar{p}_d}{\bar{p}_r}$ de mai sus în relația impedanței acustice la suprafața interioară a stratului absorbant:

$$\bar{W} = \bar{Z}_a \frac{e^{2\gamma d} (\bar{Z}_{ap} + \bar{Z}_a) / (\bar{Z}_{ap} - \bar{Z}_a) + 1}{e^{2\gamma d} (\bar{Z}_{ap} + \bar{Z}_a) / (\bar{Z}_{ap} - \bar{Z}_a) - 1} = \bar{Z}_a \frac{\bar{Z}_{ap} \cosh(\gamma d) + \bar{Z}_a \sinh(\gamma d)}{\bar{Z}_{ap} \sinh(\gamma d) + \bar{Z}_a \cosh(\gamma d)} \quad (4.74)$$

Relația arată că impedanța acustică oferită undei incidente de stratul de material fonoabsorbant este în strânsă legătură cu proprietățile acustice ale suportului pe care se aplică materialul absorbant, respectiv ea depinde de impedanța acustică a suportului.

Impedanța acustică specifică a materialului și constanta de propagare sunt calculate după modelul materialelor fibroase. Din analiza graficelor rezultă că la frecvență mică calitățile absorbante ale materialului sunt mai slabe, în timp ce, odată cu creșterea frecvenței, absorbția acustică a materialului se îmbunătățește. Această caracteristică este generală materialelor fonoabsorbante și se poate explica prin mărirea ponderii forțelor de frecare datorate vâscozității în condițiile în care, la aceeași amplitudine a deplasării, viteza crește proporțional cu frecvența. La orice frecvență a undelor incidente, absorbția unui strat fonoabsorbant se mărește pe măsură ce grosimea stratului este mai mare. Însă de la o anumită grosime a stratului fonoabsorbant a cărei valoare depinde de frecvență pentru că atât impedanța acustică specifică, cât constanta de propagare depind, la rândul lor, de frecvență, se constată că absorbția acustică se plafonează. Cunoașterea acestui aspect este importantă pentru că astfel se pot evita decizii eronate de a mării inutil grosimea stratului absorbant în speranța obținerii unei iluzorii creșteri a absorbției acustice a suprafețelor interioare, în definitiv este logic să se întâmple așa, pentru că, prin mărirea grosimii stratului absorbant, ponderea undei reflectate asupra impedanței oferite de stratul absorbant undei incidente descrește datorită atenuării acesteia. Dacă se trece la limită după $d \rightarrow \infty$ se obține $\bar{W} \rightarrow \bar{Z}_a$ deci coeficientul de absorbție nu este influențat de creșterea grosimii stratului fonoabsorbant.

După cum s-a arătat, fenomenul de absorbție acustică este strâns legat de cel de reflexie-refracție. Materialele cu proprietăți absorbante acustic trebuie în primul rând să nu reflecte undele acustice. Aceasta necesită ca impedanța acustică specifică a materialului să fie cât mai apropiată de cea a aerului astfel încât să se asigure reducerea factorului de reflexie. Pentru a satisface această cerință, porii materialului fonoabsorbant trebuie să fie cât mai mari, unda pătrunsă în materialul fonoabsorbant trebuie să fie atenuată, energia acustică transformându-se în căldură. În caz contrar, unda directă care se propagă prin materialul fonoabsorbant întâlnește perețele pe care acesta este aplicat, are loc reflexia, iar unda reflectată care a apărut se propagă înapoi prin stratul de material pe care-1 părăsește la suprafața interioară, contribuind astfel la câmpul acustic reverberant. Proprietatea materialului fonoabsorbant de a disipa energie fonică presupune intensificarea fenomenelor de frecare din pori, lucru care se poate obține cu condiția ca dimensiunile porilor să fie cât mai reduse. Rezultă două cerințe contrare care limitează posibilitățile de obținere a unor materiale cu o foarte bună absorbție fonică. În practică, bineînțeles, se adoptă soluții de compromis în ceea ce privește dimensiunile porilor materialelor fonoabsorbante.

Aplicarea directă a materialelor fonoabsorbante pe pereți se întâlnește mai rar pentru că, pe de o parte, absorbția acustică la frecvențe joase este insuficientă, iar pe de altă parte, aspectul suprafeței pe care se aplică materialul fonoabsorbant este inestetic. Pentru a se obține totuși un aspect corespunzător, materialul fonoabsorbant se poate vopsi, numai că stratul de vopsea izolează porii materialului de aerul interior, ceea ce este de natură să împiedice, într-o anumită măsură, absorbția undelor acustice. Din această cauză, este de preferat ca aplicarea vopselei să nu se realizeze cu ajutorul unei pensule, ci prin stropire.

4.6.2. Structuri fonoabsorbante

Structurile fonoabsorbante sunt sisteme oscilante amortizate care absorb energia fonică datorită faptului că, sub acțiunea undelor sonore incidente, încep să vibreze, deci acumulează energie pe care o transformă parțial în căldură prin mecanismele de frecare descrise mai sus. Absorbția fonică dată de aceste structuri este maximă la frecvența de rezonanță pentru că, la această frecvență, viteza de oscilație ia valorile cele mai mari și, în consecință, are loc intensificarea fenomenelor de frecare, respectiv disiparea într-o proporție mai mare a energiei sonore [31].

Structurile fonoabsorbante prezintă numeroase forme constructive în funcție de particularitățile principiilor funcționale care stau la baza lor și de natura materialelor folosite. Foarte eficiente și frecvent folosite sunt structurile fonoabsorbante care utilizează materiale poroase sub formă de saltele sau plăci moi acoperite cu ecrane protectoare, în mod obișnuit, ecranele sunt perforate având diverse forme ale orificiilor și sunt confecționate din foi metalice, material plastic etc. Perforațiile ecranului sunt necesare pentru a ușura ajungerea undei sonore la materialul fonoabsorbant. Ecranul are un important rol estetic, el asigurând un aspect corespunzător structurii fonoabsorbante.

Prezența ecranului modifică însă substanțial caracteristica de absorbție a materialului fonoabsorbant folosit. Datorită ecranului, ansamblul structurii fonoabsorbante capătă un caracter rezonant, în speță fiind vorba de un sistem oscilant la care masa este concentrată elasticitate și amortizarea sunt date de materialul absorbant.

Din punct de vedere acustic, ecranul poate fi modelat ca o impedanță definită ca raportul dintre diferența presiunilor pe cele două părți ale ecranului și

componenta normală pe suprafața acestuia a vitezei oscilante a aerului. Această impedanță are practic numai parte imaginară întrucât partea reală, care este dată de frecările din perforațiile ecranului, poate fi neglijată. Impedanța ecranului va fi:

$$\bar{Z}_e = j\omega m \quad (4.75)$$

unde: m este masa efectivă a ecranului raportată la unitatea de suprafață.

La stabilirea masei efective a ecranului trebuie să se aibă în vedere faptul că în timpul vibrației, ecranul antrenează aerul aflat în perforațiile ecranului. În consecință, masa efectivă cuprinde masa materialului din care este confecționat ecranul la care se adaugă masa aerului din orificiile ecranului. Dacă se ține seama că cele două mase oscilează în serie, atunci relația de calcul a masei efective este:

$$1/m = 1/m_e + 1/m_a \quad (4.76)$$

unde: m_e este masa ecranului,

m_a - masa aerului.

Cum masa ecranului este mult mai mare decât masa aerului atașat de orificiile perforațiilor rezultă:

$$m = m_a \quad (4.77)$$

Masa aerului care este pusă în mișcare odată cu ecranul se poate calcula plecând de la considerente energetice. În practică se utilizează relația dată de G. D. Maliujineț.

$$m_a = \rho_0 [D(1,13D/d - 1,21) + 1,27h(D/d)^2] \quad (4.78)$$

unde: D este pasul perforației,

d - diametrul unei perforații,

h - grosimea ecranului,

ρ_0 - densitatea aerului.

Ecranul și materialul fonoabsorbant lucrează ca două impedanțe înseriate așa că impedanța structurii fonoabsorbante este dată de relația:

$$\bar{Z} = \bar{W} + j\omega m \quad (4.79)$$

unde: \bar{W} este impedanța acustică a stratului fonoabsorbant.

Caracteristica de frecvență a coeficientului de absorbție, calculată pentru cazul incidenței normale, pune în evidență natura rezonantă a structurii fonoabsorbante cu ecran. Coeficientul de absorbție are valorile cele mai mari la frecvențe situate în jurul frecvenței de rezonanță a structurii. Frecvența de rezonanță se obține din condiția ca partea imaginară a impedanței să se anuleze. Pentru îmbunătățirea, la frecvențe mari, a coeficientului de absorbție este necesar să se reducă masa efectivă a ecranului. Acest lucru se poate obține mai ales prin reducerea grosimii ecranului și a distanței dintre orificii avându-se grijă, totodată, să se adopte orificii cu diametre mai mari. Ecranul este însă avantajos în domeniul frecvențelor relativ joase unde coeficientul de absorbție al structurii cu ecran este superior celui obținut în lipsa ecranului.

Proiectarea judicioasă a ecranului presupune cunoașterea spectrului de frecvențe al zgomotului pentru a stabili domeniul de frecvență în care structura fonoabsorbantă trebuie să asigure absorbția maximă.

Absorbantii acustici cei mai simpli care au la bază principiul rezonatorului Helmholtz se construiesc sub forma unui ecran perforat în spatele căruia se află un spațiu de aer până la peretele sau planșeul rigid de care se montează. În figura 4.23 se reprezintă o structură fonoabsorbantă la care pe suprafața de incidență a câmpului acustic este montat un ecran cu perforații amplasat distanțat față de peretele de bază. Perforațiile ecranului permit pătrunderea frontului de undă în

spațiul interior, unde prin reflexii multiple va rezulta o atenuare a energiei acustice transmise.

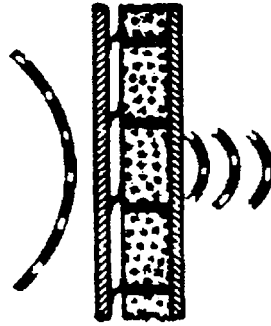


Fig. 4.23. Perete cu ecran perforat

O altă soluție de izolare fonică este structura cu pereți dubli (figura 4.24a) care prezintă avantajul unei izolări fonice superioare ecranelor simple. Datorită existenței a două ecrane paralele indicele de atenuare se va dubla. Această soluție constructivă este cea mai eficientă pentru izolarea incintelor cu nivel de zgomot ridicat.

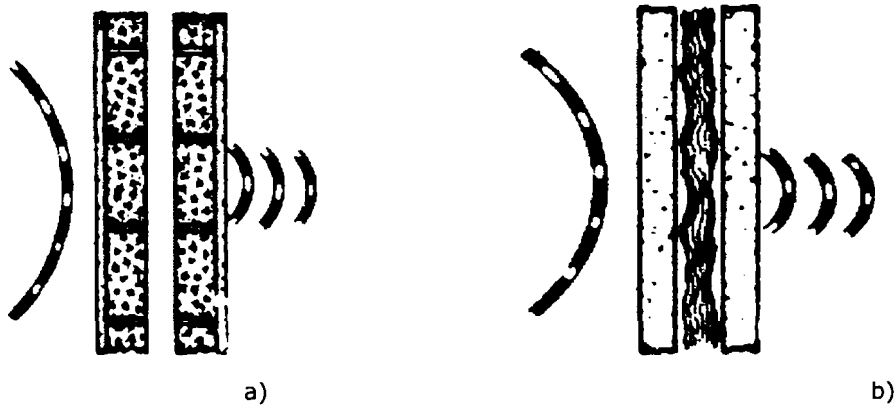


Fig. 4.24. Ecrane duble

În figura 4.24.b se reprezintă o structură de izolare cu ecrane duble care conține în interstițiul dintre cele două ecrane un material fonoabsorbant (vată minerală, spumă poliuretanică, polistiren, etc.). Față de ecranul dublu cu pernă de aer, în acest caz indicele de atenuare este superior datorită disipării energiei acustice în masa materialului fonoabsorbant.

Perforațiile ecranului sunt acoperite cu o plasă astfel încât să se asigure o amortizare suplimentară. Absorbânți acustici de tip Helmholtz cu un singur ecran sunt utilizați la tratarea antifonică a tavanului de la locomotive sau la vagoane de călători noi sau care intră în procesul de reconstrucție și modernizare. Îmbunătățirea proprietăților de izolare se face prin mărirea coeficientului de absorbție fapt ce presupune utilizarea a 2-3 ecrane paralele cu interspații de aer între ele.

O structură fonoabsorbantă folosită pentru creșterea factorului de absorbție la clădiri are la bază principiul rezonatorului Helmholtz. Se utilizează elemente prefabricate din diverse materiale care au una sau mai multe cavități care comunică cu aerul interior printr-un canal calibrat. În figura 4. 25 se prezintă o structură fonoabsorbantă formată din blocuri de beton cu incinte rezonatoare.

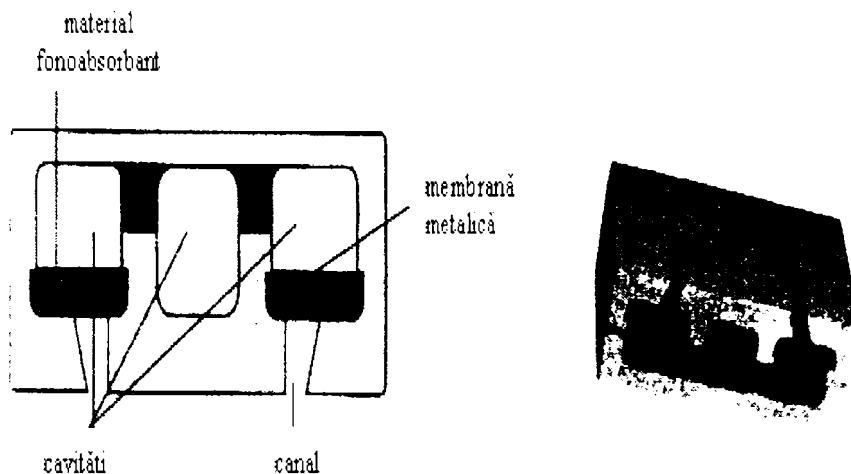


Fig. 4.25. Structură fonoabsorbantă cu 3 cavități [62]

Din punct de vedere constructiv există trei sau mai multe cavități care comunică între ele la interior, pereții acestor cavități fiind tratați cu materiale fonoabsorbante. Spre exterior există canale pentru conducerea fronturilor de unde spre cavitățile interioare.

La deplasarea undelor se formează un sistem oscilant în care componenta inerțială este dată de masa aerului din gât la care se adaugă masa aerului atașat orificiului, elasticitatea este asigurată de elasticitatea aerului din cavitatea rezonatorului, iar amortizarea se produce din frecarea aerului.

În scopul îmbunătățirii performanțelor rezonatoarelor acustice, la extremitatea interioară a canalelor se amplasează un material absorbant fixat pe o plasă din țesătură metalică. Astfel cresc frecările în masa materialului fonoabsorbant și implicit coeficientul de absorbție.

În fig. 4.26 este redată o metodă de protecție fonică a incintelor de volume mari, cum sunt stațiile de cale ferată, unde există foarte multe suprafețe reflectante. În acest caz a fost adoptată o structură fonoabsorbantă formată din elemente rezonatoare cilindrice, de tip Helmholtz, amplasate pe tavanul unui spațiu de tranzit cu trafic intens. Aceste rezonatoare cu cavități au o mare eficiență în absorbția undelor incidente sau a celor reflectate de suprafețele pereților interiori.

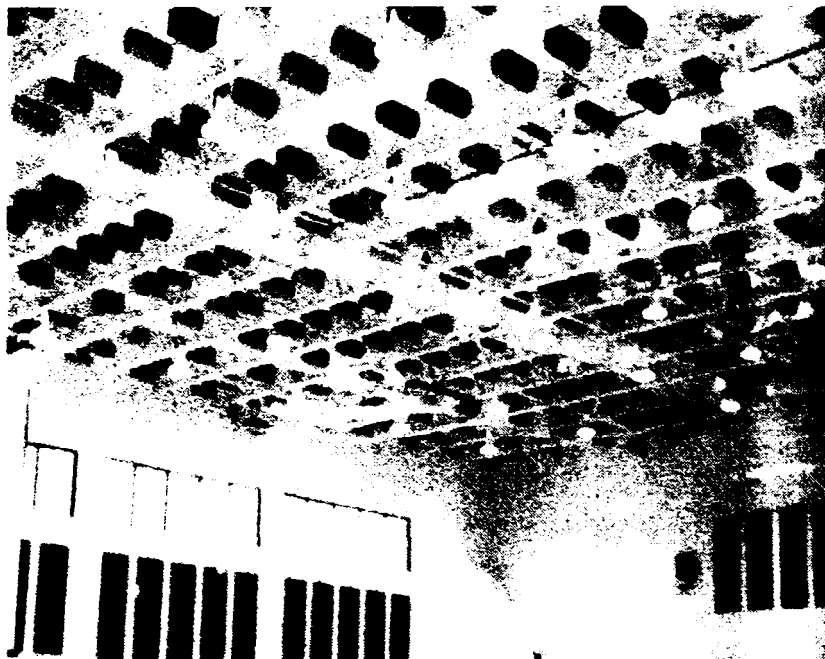


Fig. 4.26. Rezonatoare acustice [63]

În graficul 4.27 se prezintă dependența dintre coeficientul de atenuare și frecvența câmpului sonor. Se compară cazul mai multor sisteme de protecție ce pot fi aplicate atât la materialul rulant de cale ferată cât și la clădirile expuse poluării fonice. În toate cazurile trebuie realizată o analiză amănunțită asupra particularităților surselor de poluare fonică cât și asupra caracteristicilor constructive ale obiectivelor vizate a fi protejate fonic.

Pentru vehiculele feroviare cea mai des utilizată metodă constă în aplicarea unor materiale cu proprietăți de atenuare pe suprafețele structurii astfel încât să se reducă transmisia prin pereți și să se diminueze reflexiile la suprafața ecranului.

Materialele poroase se folosesc la interiorul pereților externi sau la structurile de compartimentare interioare. Dimensiunile acestor materiale se aleg în funcție de indicele de atenuare al peretelui astfel încât după aplicarea tratamentului antifonic să existe o îmbunătățire a confortului. Această soluție se pretează pentru un spectru de frecvențe destul de mare 800 – 6000 Hz.

Panourile rezonatoare prezintă un indice de atenuare mare pentru un domeniu de frecvențe restrâns. Eficiența maximă se obține pentru frecvențe cuprinse între 100 și 250 Hz.

Rezonatoarele cu cavitare pot fi utilizate cu un bun randament atât pe vehiculele feroviare cât și la clădirile din zona căilor ferate care sunt expuse la un nivel ridicat de poluare fonică. Se fabrică în mai multe configurații standardizate în funcție de caracteristicile de absorbție impuse de spațiul necesar a fi protejat fonic.

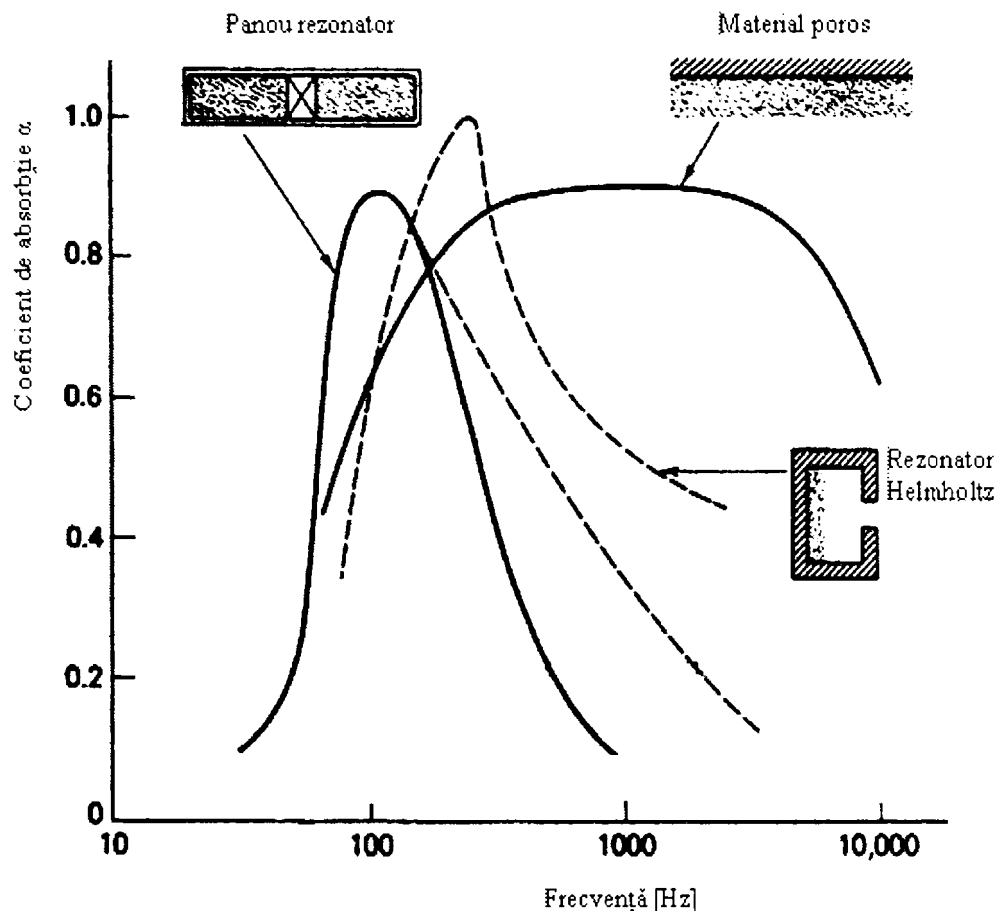


Fig. 4.27 Dependența coeficient absorbție - frecvență [100]

Pentru sistemele de ecranare exterioară dispuse în lungul liniilor de cale ferată pot fi folosite materiale poroase amplasate în casete fixate pe panourile metalice sau de beton ori rezonatoare de tip Helmholtz prefabricate.

4.6.3. Atenuatoare de zgomot

Dintre sursele interioare de zgomot, motorul diesel și ventilatoarele dețin o pondere însemnată. Celor două surse de zgomot le este comun faptul că o parte din energia sonoră este de natură aerodinamică și ea se transmite prin conducte: conductele de admisie-evacuare ale motorului diesel sau conductele sistemelor de ventilație (pentru răcirea motoarelor electrice sau pentru climatizare). Combaterea zgomotului care se propagă prin conducte se bazează pe utilizarea diverselor tipuri de atenuatoare de zgomot.

Teoria propagării undelor sonore prin conducte cu secțiune rotundă, pătrată sau dreptunghiulară și cu pereți rigizi arată că în cazul în care frecvența undei sonore este mai mică decât raportul c/a , în care c este viteza sunetului prin aer și a este cea mai mare dimensiune a secțiunii transversale a conductei, atunci, prin

conductă, se pot propaga numai unde plane caracterizate prin aceea că viteza particulelor are numai componentă de-a lungul axei conductei. Dacă însă frecvența undei sonore este mai mare decât valoarea raportului de mai sus, atunci apare influența reflexiilor multiple datorate pereților conductei, respectiv apare influența modurilor normale de vibrație caracterizate prin faptul că viteza unei particule are o componentă longitudinală și una transversală.

Pentru cazul când există o variație de secțiune, nu toată energia sonoră a undei incidente trece prin secțiunea considerată și, din acest motiv, în conducta prin care se propagă unda incidentă, apare o undă reflectată. Fenomenul este similar cu cel întâlnit la modificarea impedanței acustice specifice a mediului prin care se propagă o undă sonoră (fenomenul de reflexie-refracție).

Dacă secțiunea canalului se mărește, atunci presiunea din unda transmisă este mai mică decât presiunea din unda incidentă. În schimb, în cazul unei strângulări a canalului, presiunea transmisă este mai mare decât cea din unda incidentă.

Atenuatoarele de zgomot sunt dispozitive amplasate pe conducte pentru a reduce nivelul zgomotului de natură aerodinamică care se propagă prin conducte. După principiul funcțional, atenuatoarele pot fi reactive sau active. Clasificarea atenuatoarelor în active și reactive ține cont de caracterul impedanțelor acustice ale atenuatoarelor. La atenuatorul activ, impedanța acustică are un caracter eminentemente rezistiv, în timp ce la atenuatorul reactiv, componenta dominantă a impedanței acustice este reactanța acustică.

Atenuatoarele reactive sunt cele cu camere numite și atenuatoarele de rezonanță. Atenuatoare reactive cu camere se bazează pe efectul de filtru acustic trece jos. Pentru îmbunătățirea performanțelor de atenuare, un astfel de atenuator este alcătuit din două sau mai multe filtre trece jos legate în serie. Există diverse soluții de legare a camerelor: cu ajutorul unui tub exterior, cu o diafragmă sau cu un tub interior. Atenuatorul reactiv cu camere este folosit pentru reducerea zgomotului al cărui spectru este caracterizat de componente discrete bine individualizate, cum este zgomotul produs de gazele de eșapare la motorul diesel.

După cum s-a menționat, în categoria atenuatoarelor reactive mai intră și cele cu cameră de rezonanță care au în compunere un rezonator Helmholtz. Conducta prin care se propagă zgomotul este legată printr-o deviație de un rezonator. În acest mod se obține o atenuare apreciabilă, dar numai la o anumită frecvență. Un astfel de atenuator poate fi folosit dacă zgomotul prezintă o componentă spectrală discretă deosebit de intensă și care, evident, trebuie atenuată.

Atenuatoarele active au în alcătuirea lor un strat de material poros, fonoabsorbant. Undele sonore care se propagă prin materialul fonoabsorbant sunt atenuate datorită pierderilor de energie sonoră cauzate de frecările de natură vâscoasă între particulele de aer și porii materialului și datorită frecărilor interne din fibrele materialului. Viteza de oscilație în dreptul porilor crește comparativ cu viteza din unda sonoră liberă pentru că debitul variabil de aer se repartizează corespunzător secțiunii porilor. În acest fel forțele de frecare vâscoasă sunt mai mari și crește eficiența absorbției sonore.

Din punct de vedere practic, atenuatoarele active se realizează prin căptușirea conductelor pe anumite sectoare cu materiale fonoabsorbante, ca de pildă: pânză minerală, vată de bumbac, vată de sticlă, poroplast din spumă de poliuretanic etc. Pentru a se evita desprinderea fibrelor de material datorită curentului de aer din conductă, stratul de material fonoabsorbant este protejat la suprafața interioară cu plase, ecrane perforate, diverse țesături etc.

Dacă este necesară o suprafață mai mare care să fie tratată cu materiale fonoabsorbante, atunci se poate compartimenta secțiunea de trecere a conductei, suprafața interioară crescând prin aportul pereților intermediari. Atenuatoarele active se folosesc pentru atenuarea zgomotelor cu bandă largă de trecere cum ar fi cele din instalațiile de ventilație (climatizare).

4.7. Metode de protecție fonică

4.7.1. Metode de combatere a zgomotului la rularea pe calea ferată

Puterea acustică a unei surse de zgomot se poate estima prin calcul pe baza analizei modului în care sursa emite unde sonore sau prin măsurarea nivelului de zgomot în vecinătatea sursei. Deosebit de importantă este cunoașterea raportului dintre puterile acustice ale diferitelor surse sonore care contribuie la nivelul de zgomot dintr-un anumit loc. În general, măsurile de combatere a zgomotului trebuie direcționate pe două căi: pe de o parte, se acționează pentru reducerea puterii acustice a surselor de zgomot, iar pe de altă parte, se caută soluții pentru împiedicarea transmiterii zgomotului de la sursele de zgomot spre spațiile care trebuie protejate.

Sursa de zgomot cea mai puternică este rularea vehiculului pe șine. Deoarece presiunea acustică medie pătratică scade cu pătratul distanței, rezultă că zona critică, în ceea ce privește expunerea la zgomot, se află în dreptul compartimentelor de la capetele vagonului, compartimentele care sunt supuse zgomotului motorului produs de boghiurile proprii ale vagonului precum și de boghiurile vagoanelor alăturate.

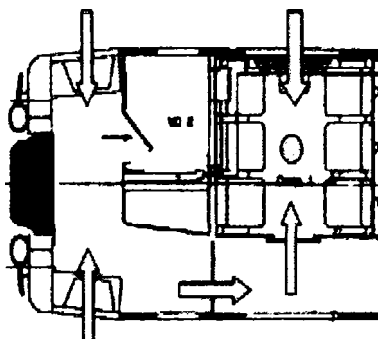


Fig.4.28. Căile de pătrundere a zgomotului aerian în compartiment [103]

Într-un compartiment de capăt (fig. 4.28), zgomotul pătrunde pe cale aeriană și pe cale solidă. La vehiculele moderne, calea solidă de propagare a zgomotului este practic blocată datorită măsurilor constructive specifice adoptate și care vor fi detaliate la locul potrivit. Rămâne, așadar, să se examineze traseele urmate de zgomotul aerian.

Configurația vagonului în zona de capăt arată că zgomotul aerian pătrunde în compartimentul considerat prin podeaua vagonului, prin peretele lateral, dar mai ales prin fereastra montată în peretele lateral pentru că are o transparență acustică mai mare și, de asemenea, prin peronul frontal.

În această situație trebuie să se ia măsuri de îmbunătățire a izolării fonice a tuturor celor trei căi, ceea ce presupune costuri suplimentare de construcție. În concluzie, dacă în urma tratamentelor antifonice aplicate se ajunge la echilibrarea contribuțiilor celor trei căi de pătrundere a zgomotului în compartiment, atunci se poate considera că s-a reușit optimizarea izolării fonice.

Cea mai importantă sursă de zgomot este rularea vehiculului pe șine. Pentru reducerea puterii acustice a sistemului roată-șină se acționează atât asupra căii în ansamblu, cât și asupra aparatului de rulare. Măsurile de combatere a producerii zgomotului se bazează pe cunoașterea aspectelor legate de mecanismele care stau la baza emisiei sonore.

Zgomotul de rostogolire este generat de vibrațiile sistemului roată-șină, vibrații care sunt induse de suprapunerea rugozităților suprafețelor de rulare. Prezența rugozităților pe suprafețele de rulare este inevitabilă datorită proceselor tehnologice de fabricare a roților, respectiv șinelor. În anumite condiții, apare pe suprafața de rulare a șinelor uzura ondulatorie. Apariția ei nu poate fi prevenită deoarece osiile nu pot fi împiedicate în tendința lor naturală de a vibra în jurul frecvențelor de rezonanță, iar aceste vibrații marchează inevitabil suprafața de rulare a șinelor. Întrucât uzura ondulatorie nu poate fi împiedicată prin măsuri constructive, se recomandă tratamente care să vizeze combaterea acestor efecte.

la polizarea sau chiar reprofilarea ciupercii șinei. În cazul zonelor izolate, afectate de uzura ondulatorie, polizarea se execută cu ajutorul mașinilor ușoare, portabile. La rețelele de mică întindere, cum sunt cele de metrou sau tramvai, se folosesc vehicule ușoare amenajate pentru montarea a 24 până la 32 polizoare. În cazul rețelilor feroviare mari, la care zonele afectate de uzura ondulatorie sunt relativ întinse, se utilizează trenuri de polizare în care pot lucra concomitent până la 128 polizoare. Polizoarele sunt grupate câte 2 sau câte 4 și, pe lângă eliminarea uzurii ondulatorii, pot executa, prin înclinarea convenabilă a axelor polizoarelor, reprofilarea suprafeței de rulare a ciupercii șinei. Se recomandă ca polizarea să se efectueze ori de câte ori adâncimea uzurii ondulatorii ajunge la 5 sutimi de milimetru.

Operația de polizare este deosebit de eficace. Măsurătorile de zgomot efectuate după polizarea liniilor au indicat un nivel al presiunii acustice cu 5 până la 10 dB mai redus. Mai sunt și alte avantaje, respectiv scade nivelul accelerațiilor la cutia de osie și se reduc suprasarcinile dinamice la contactul roată-șină. În acest mod, se împiedică deteriorarea căii de rulare care, datorită suprasarcinilor dinamice induse de uzura ondulatorie a șinelor poate fi afectată de: slăbirea elementelor de fixare a șinelor pe traverse, slăbiri ale joantelor, deteriorări ale traverselor, suporturilor de șină, dezvoltarea mai rapidă a defectelor de oboseală la șină etc.

Datorită zgomotului de rostogolire, șina emite cea mai mare cantitate de energie acustică mai ales la frecvențe joase. În figura 4.29 se prezintă o soluție ieftină și rapidă care presupune montarea prin lipire pe flancurile șinelor, în zona inimii a unor benzi de material fonoabsorbant. Această soluție poate fi aplicată în special în zonele urbane unde linie de cale ferată se găsește în apropierea clădirilor cât și la podurile metalice în combinație cu fixarea elastică de traverse.

La căile ferate, în prezent există tendința de înlocuire a traverselor de lemn cu traverse de beton precomprimat pe pat de balast. În acest caz șina este așezată pe traverse prin intermediul unor suporturi elastici confecționați din cauciuc. Nivelul de zgomot la calea cu traverse de beton este mai mic decât cel în cazul traverselor de lemn.



Fig. 4. 29. Izolare fonică a inimii șinei [45]

Pentru izolarea vibrațiilor șinei, în ultimul timp, diverse administrații de cale ferată studiază modalitățile de perfecționare a construcției căii fără balast. O soluție are în vedere calea pe dale de beton cu șine înglobate și prindere cu elemente suplimentare de fixare a șinelor. Suprafața dalelor, excluzând suprafața corespunzătoare locașurilor șinelor, este acoperită cu un strat de asfalt poros pentru îmbunătățirea absorbției acustice, iar șinele sunt prevăzute cu mini ecrane acustice dispuse în exterior. Alte soluții constau în utilizarea de traverse de beton așezate pe pat de asfalt, șinele fiind prinse de traverse prin diferite sisteme cu caracteristica de elasticitate controlată. Inovațiile aduse au ca obiectiv principal asigurarea geometriei căii precum și reducerea dispersiei caracteristicilor de elasticitate și de amortizare ale căii.

Izolarea vibrațiilor șinei prin utilizarea sistemelor elastice de prindere și rezemare este foarte importantă mai ales în cazul structurilor metalice masive cum sunt cele din oțel de la poduri. La acestea, zgomotul este mai intens datorită radiației acustice a suprafețelor mari, metalice care nu sunt în suficientă măsură amortizate.

La vehicule, starea suprafeței de rulare a roților influențează în mod sensibil nivelul emisiei sonore. Introducerea frânei cu disc și renunțarea la frâna cu saboți, pentru a se îmbunătăți astfel puterea de frânare la viteze superioare de circulație, a avut drept consecință menajarea suprafeței de rulare a roților și deci reducerea nivelului de zgomot.

În vederea micșorării zgomotului produs de roată, s-au adoptat o serie de dispozitive care au rolul de a amortiza vibrațiile structurale ale roții și de a atenua radiația acustică a acesteia. Pentru vehicule cu sarcină mică pe osie se utilizează amortizoarele de zgomot care se montează în locașuri practicate la interiorul coroanei roții pentru că, în această zonă, măsurătorile au relevat cel mai ridicat nivel al vibrațiilor.

Un amortizor de zgomot este alcătuit din pachetele de lamele metalice (figura 4.30) strânse cu ajutorul unor șuruburi. Între lamele sunt intercalate straturi de cauciuc siliconic.

Vibrațiile coroanei se transmit lamelelor care tind să se miște una față de cealaltă. Între lamele se dezvoltă forțe de amortizare care transformă în căldură o parte din energia mecanică de vibrație a roții. Din această cauză, nivelul vibrațiilor roții este mai mic și, pe cale de consecință, radiația acustică a roții se reduce. Roata este prevăzută și cu unul sau două ecrane fixate de lamelele amortizoarelor de zgomot. Ecranele au rolul de a împiedica într-o anumită măsură propagarea undelor sonore emise de roată.

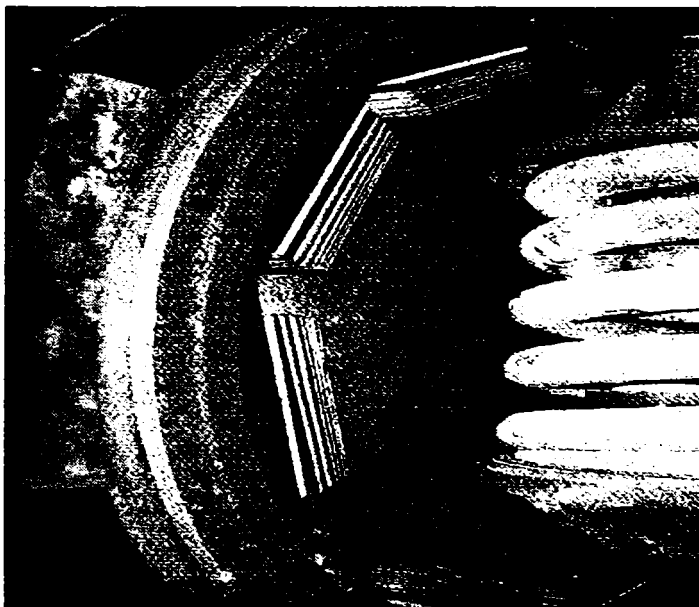


Fig. 4.30. Roată cu elemente elastice în pachete [56]

Amortizoarele de zgomot pot fi concepute și sub forma a patru casete care formează o coroană circulară, prinsă în același mod de coroana roții. Fiecare casetă este umplută cu un lichid vâscos în care se află alice. În timpul mersului, alicele se mișcă în interiorul casetelor și datorită frecării rezultă o diminuarea vibrațiilor coroanei roții și care reduc zgomotul la rulare.

Eficacitatea utilizării amortizoarelor de zgomot la roți se manifestă în domeniul frecvențelor înalte, de peste 1000 Hz, și aceasta pentru că frecvențele proprii ale roților se află situate în acest domeniu de frecvență. Amortizarea reduce răspunsul dinamic al roții, practic, numai în zona rezonanțelor.

La vehiculele cu sarcini pe osie mai reduse cum sunt trenurile suburbane, tramvaiele, metrourele se pot utiliza roțile de rulare elastice. Utilizarea acestui tip de roată se bazează pe interpunerea unui element elastic de cauciuc pe calea de transmitere a solicitărilor mecanice din zona contactului roată-șină spre butucul roții. În acest mod, se realizează, în funcție de concepția constructivă a roții, două interfețe oțel-cauciuc care conduc la atenuarea considerabilă a transmiterii solicitărilor mecanice. Totodată, elementul de cauciuc introduce un efect de amortizare care micșorează vibrațiile structurale ale roții, mai ales la frecvențele de rezonanță ale acesteia.

La cele mai multe tipuri de roți de rulare elastice, se prevăd, după caz, unul sau două inele de cauciuc sau discuri de cauciuc, având forme convenabile ale secțiunii transversale, montate între bandajul roții și corpul roții. Inelul de cauciuc este solicitat, în principal, fie la compresiune, fie la forfecare.

Datorită prezenței cauciucului în construcția roții, scade nivelul vibrațiilor structurale ale roții și, odată cu aceasta, se reduce, pe de o parte, radiația acustică a roții, deci zgomotul care se propagă pe cale aeriană, iar pe de altă parte, scade și zgomotul care se propagă pe cale solidă prin corpul roții spre cutia vehiculului: zgomot de rostogolire, de impact sau de curbă.

Pentru reducerea nivelului de zgomot din compartimentele vehiculului, se pot adopta soluții constructive privind însăși dispunerea boghiurilor.

Tehnologia de construcție a trenului de mare viteză TGV a amplasat cutia fiecărui vehicul cu excepția locomotivei, pe câte un boghiu comun în zona de intercomunicație pe două boghiuri dispuse însă în dreptul dispozitivelor de intercomunicație. În acest mod, se mărește distanța dintre compartimentele de capăt cele mai expuse la zgomot și sursa de zgomot reprezentată de aparatul de rulare. De asemenea se reduce numărul roților și, implicit, numărul surselor de zgomot. Deci emisia acustică de la rularea vehiculului este mai mică și, în consecință, scade nivelul de zgomot atât în compartimentele trenului, cât și zonele învecinate căii ferate.

Combaterea zgomotului de impact necesită înlocuirea șinelor cu joante, cu șine sudate. De asemenea este necesar să se urmărească starea suprafeței de rulare a roților, atât pentru vagoanele de călători, cât și pentru vagoanele de marfă sau locomotive, cu scopul de a identifica eventualele locuri plane și de a lua măsuri pentru îndepărtarea acestora. În același timp pentru creșterea vitezelor la trecerea peste schimbătoarele și reducerea zgomotului de impact la rulare pe cale se impune schimbarea vechilor macazuri cu cele noi care au inimă mobilă, asigurând în acest mod continuitatea șinei în zona de intersecție (figura 4.31).



Fig. 4.31. Macaz cu inimă mobilă [68]

Pentru combaterea zgomotului de curbă s-a demonstrat că zgomotul de curbă este emis ca urmare a vibrațiilor de stick-slip care pot fi induse de alunecările laterale ale roților în timpul traversării curbilor. Rezultă de aici că, pentru combaterea acestui tip de zgomot, este necesar să se ia măsuri care să influențeze favorabil condițiile cinematice de traversare a curbilor.

O îmbunătățire netă a condițiilor cinematice de traversare a curbilor cu raze mici s-a realizat prin renunțarea la profilurile de rulare conice și adoptarea profilurilor de uzură. S-a reușit să se obțină, pe lângă o serie de avantaje legate de siguranța circulației și de reducerea uzurilor sistemului roată-șină, o rărire a situațiilor în care apare zgomotul de curbă sau o reducere a intensității acestuia, atunci când totuși el se produce.

Pentru reducerea zgomotului de curbă se utilizează boghiurilor cu osii orientabile sau cu osii conjugate atât la vagoanele de călători, cât și la cele de marfă precum și la locomotive. Aceste tipuri de boghiuri permit osiilor să se orienteze cvasi-radial atunci când circulă în curbă. Poziția cvasi-radială a osiei favorizează reducerea alunecărilor și de aici rezultă un evident efect inhibitor asupra zgomotului de curbă. La unele boghiuri ușoare care circulă cu viteze mici, cum sunt cele utilizate la anumite tipuri de vehicule urbane sau suburbane, s-au introdus roțile independente la care alunecările în curbe sunt foarte mici.

În privința măsurilor de împiedicare a transmiterii undelor sonore de la sursa de zgomot spre compartimentele vehiculului, se analizează mai întâi posibilitățile de combatere a căii solide de propagare a zgomotului. Pe cale solidă, zgomotul se transmite între două corpuri care se află în contact prin trecerea undelor din mediul primului corp în mediul celui de-al doilea corp. Situația cea mai defavorabilă se întâlnește atunci când sunt în contact două sau mai multe corpuri metalice ca în următorul exemplu: roată - osie - cutie de osie - arc elicoidal de la suspensia osiei - cadru de boghiu - arc elicoidal de la suspensia cutiei - șasiu de cutie. Se formează așa-numitele punți sonore prin care energia acustică se transmite aproape fără pierderi. În consecință, rezultă că, în principiu, combaterea transmiterii zgomotului pe cale solidă presupune suprimarea punților sonore. Acest lucru se poate realiza dacă se interpun piese elastice pe calea de transmitere solidă care să aibă ca efect modificarea impedanței la interfața dintre corpuri astfel încât să se asigure un salt de impedanță cât mai mare.

La vehiculele feroviare, principala cale solidă de transmitere a zgomotului de la aparatul de rulare la cutie este suspensia vehiculului. Suspensia osiilor permite propagarea vibrațiilor de la osii la cadrele boghiurilor care, vibrând, radiază unde sonore. Prin suspensia centrală a vehiculului și prin elementele de legare și sprijinire dintre cutie și boghiuri (pivoți, crapodine, glisiere, bare de tracțiune etc.) vibrațiile ajung la cutie care, la rândul ei, începe să radieze unde sonore.

Pentru împiedicarea transmiterii zgomotului prin etajele de suspensie se pot adopta diferite soluții. Astfel, în cazul utilizării arcurilor elicoidale de suspensie, acestea pot fi prevăzute cu garnituri de cauciuc, dispuse la capetele fiecărui arc. Aceste garnituri atenuează mult vibrațiile structurale. Efectul de atenuare a undelor elastice se explică prin aceea că la interfața oțel-cauciuc are loc fenomenul de reflexie-refracție, ori transmiterea perturbației acustice este mult diminuată în cazul variației bruște a impedanței caracteristice așa cum se întâmplă la interfața oțel-cauciuc; impedanța caracteristică a oțelului este de aproape 6000 de ori mai mare decât impedanța caracteristică a cauciucului.

O altă soluție constă în renunțarea la arcurile din oțel și adoptarea arcurilor pneumatice cu perne de cauciuc sau a arcurilor din cauciuc prin care undele sonore se

transmit mai greu datorită impedanței acustice mai mici a cauciucului. Prin utilizarea arcurilor pneumatice se poate reduce nivelul de zgomot cu 2 până la 6 dB(A).

Sistemul de legătură cutie-boghiu a cunoscut o serie de perfecționări pentru asigurarea unei cât mai bune izolări a cutiei de vibrațiile boghiului. Transmiterea forțelor longitudinale se realizează, la vehiculele moderne, prin sistemele cu cablu de tracțiune sau prin cele cu bielete prevăzute cu bucșe elastice, astfel se obține și o reducere a transmiterii zgomotului. La sistemele prin cablu nu se transmit decât solicitările de întindere, iar la sistemele cu bielete, alternanța oțel - cauciuc - oțel reprezintă o barieră de izolare față de transmiterea undelor sonore.

Mai departe, s-a înlocuit sistemul de rapel pendular al cutiei cu sisteme la care rapelul transversal este asigurat de elementele elastice ale suspensiei cutiei (arcurile elicoidale tip "flexicoil") care pot fi mai ușor izolate din punct de vedere al transmiterii zgomotului pe cale solidă cu ajutorul garniturilor de cauciuc. Prin eliminarea frecării din sistemul pendular s-a îmbunătățit regimul dinamic al vehiculului și a dispărut zgomotul produs de frecarea din articulații.

4.7.2. Măsurile de combatere a zgomotului la interiorul vehiculelor

La vehicule de cale ferată, cutia este metalică și deci amortizarea internă este nesemnificativă. Din această cauză, undele de încovoiere, care după cum s-a arătat sunt susceptibile să genereze zgomot, se propagă neatenuate. Pentru corectarea acestui aspect, se aplică pe suprafețele metalice menționate un strat de material bituminos (vopsea antifon).

În privința măsurilor de combatere a transmiterii pe cale aeriană a undelor sonore de la sursa de zgomot spre compartimentele vehiculului, se amintește faptul că au fost analizate problemele legate de capacitatea de izolare fonică a elementelor caroseriei (podea, pereți, ferestre etc.) față de zgomotul aerian.

În figura 4.32 este redată structura izolației fonice a cutiei unui vagon de călători. În general, la vagoanele de călători, cutia este o construcție de tip tubular, sudată cu profile de oțel care formează structura de rezistență. La vagoanele moderne, pentru eliminarea problemelor legate de corodare, cutia se execută din oțel inoxidabil sau din aluminiu, în acest din urmă caz ea fiind și mai ușoară. Ea are un schelet metalic din grinzi care cuprinde șasiul alcătuit din lonjeroane și traverse. De șasiu sunt sudați pe părțile laterale stâlpii de susținere a pereților laterali și frontali, precum și a aradelor acoperișului. Tot acest schelet este acoperit cu o învelitoare de tablă de 1,5 – 2 mm grosime.

Vopseaua antifonică se poate aplica prin sprîțuire și se recomandă ca grosimea stratului de antifon să fie de 1-2 ori mai mare decât grosimea tablei pe care se aplică. Vopseaua antifonică are proprietatea de a prezenta pierderi interne de energie apreciabile în cazul în care stratul de vopsea este supus, după uscare, la vibrații. Vopseaua antifonică aderă foarte bine pe tabla pe care este aplicată indiferent că este de oțel sau de aluminiu. În figura 4.33 este redată structura acoperișului de la un vagon de clasă care se izolează fonic și termic prin aplicarea unui strat de vopsea antifonică și saltele de vată minerală.

Stratul de vopsea antifonică vibrează împreună cu tabla pe care este depus și în acest mod el preia o parte din energia mecanică de vibrație a tablei. Pierderile interne care se produc asigură atenuarea undelor de încovoiere care străbat suportul metalic împiedicând deci transmiterea pe cale solidă a zgomotului

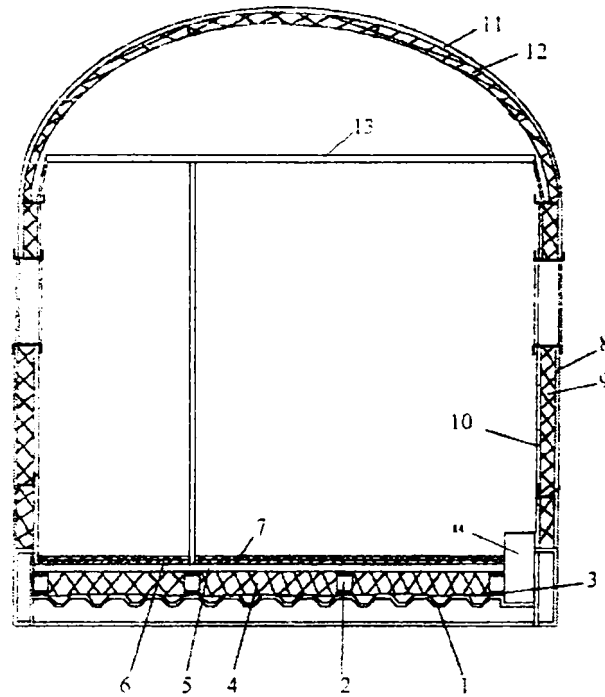


Fig.4. 32. Secțiune transversală prin cutia unui vagon compartiment [37]

- | | | | |
|------------------------------|--------------------|------------------------|----------------------|
| 1 - tablă striată antifonată | 2 - grindă | 3 - garnitură elastică | 4 - vată minerală |
| 5 - contraplață | 6 - covor de păsle | 7 - covor sintetic | 8 - tablă antifonată |
| 9 - vată minerală | 10 - PFL | 11 - tablă antifonată | 12 - vată minerală |
| 13 - tablă perforată | 14 - canal tehnic | | |

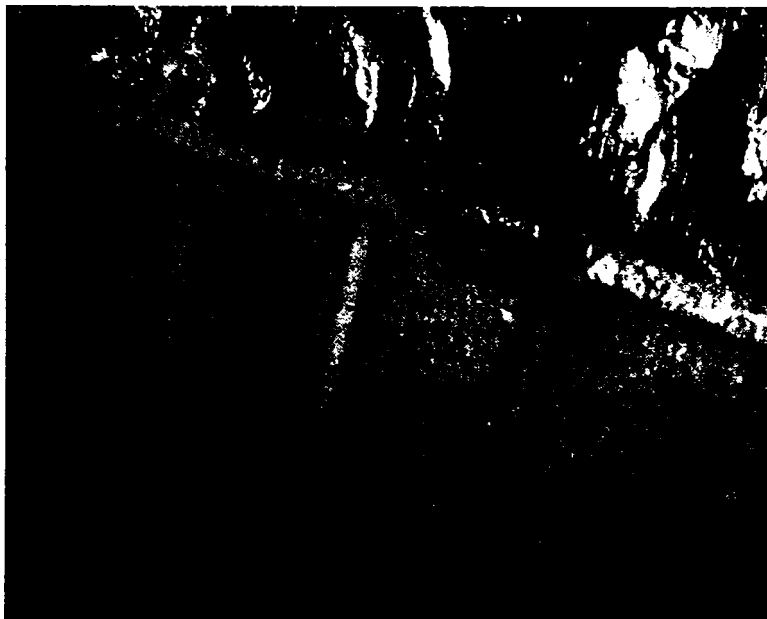


Fig. 4.33. Tavan de vagon tratat antifonic

Podeaua cutiei este confecționată din mai multe straturi. Elementul de rezistență al podelei este din tablă striată de 2 mm care este sudată de lonjeroanele și traversele șasiului cutiei. Striațiile podelei au formă trapezoidală, ceea ce îi conferă o rigiditate sporită și îi mărește rezistența mecanică. Pe partea interioară se aplică un strat de vopsea antifonică de minim 2 mm grosime pentru atenuarea vibrațiilor de încovoiere ale tablei striate, vibrații care sunt induse de transmiterea zgomotului pe cale solidă. Urmează un strat de vată minerală aplicată sub formă de plăci rigide ori saltele groase de până la 50– 80 mm. Acest strat reprezintă izolația fonică și termică a podelei. Din punct de vedere acustic, stratul de vată minerală are rolul de a absoarbe undele sonore care-l străbat. Întrucât vata minerală nu are proprietăți portante, pentru susținerea părții interioare a podelei se montează grinzi de lemn prinse cu prezoane sudate de planșeul metalic al podelei.

Peste grinzile din lemn, care sunt protejate prin vopsire, se așează o contraplacă din placaj de 15 - 20 mm grosime. Sub grinzi, în dreptul prezoanelor, și pe toată lungimea între grinzi și contraplacă se interpun garnituri de cauciuc. Contraplaca este acoperită cu un covor de pâslă având o grosime de 10 - 15 mm și apoi urmează îmbrăcămintea podelei care poate fi linoleum sau/și mochetă, în funcție de clasa vagonului.

La podea există o structura similară a ecranelor duble. Ecranul dinspre exterior este din de tabla striată, iar cel interior este contraplaca din placaj. Ecranul exterior este rigid și mai greu, în timp ce ecranul interior este mai ușor și mai elastic. După cum s-a demonstrat, o astfel de structură tinde să se comporte ca un ecran compact în domeniul frecvențelor joase, ceea ce înseamnă că indicele de atenuare este dat de legea masei. La frecvențe mai mari, vibrațiile celor două ecrane tind să se decupleze și din această cauză indicele de atenuare este mai mare decât cel care rezultă din aplicarea legii masei.

În figura 4.34 se prezintă o structură de izolare fonică la podeaua automotorului Desiro compusă din folii de plastic stratificat, cu interstiții de aer care sunt așezate între grinzile podelei. Pe toate profilele metalice pe care se sprijină placa ce constituie podeaua se lipește pâslă cu rol de izolare la transmisia vibrațiilor. Pe marginile podelei și între grinzile longitudinale se utilizează saltele de burete.

Capacitatea de izolare fonică a podelei este diminuată datorită undelor de încovoiere induse de undele sonore oblice care ajung pe suprafața exterioară a podelei. Din cauza faptului că tabla striată și contraplaca au caracteristici diferite, influența undelor de încovoiere este mai mică întrucât frecvențele limită sunt diferite. Datorită valorii mari a frecvenței limită, peste de 3200 Hz, limita superioară a domeniului eficiență a izolației rezultă că izolația fonică a stratului de tablă este puțin influențată de efectul de coincidență.

Datorită fenomenului de reflexie, între stratul de tablă și contraplacă apar unde sonore reflectate care se suprapun peste undele incidente pe contraplacă și formează un câmp sonor de unde staționare. Nivelul presiunii acustice crește în spațiul dintre stratul de tablă și contraplacă și afectează capacitatea de izolare fonică a podelei. În spațiul din interiorul podelei aerul poate intra în rezonanță la anumite frecvențe diminuând și mai mult indicele de atenuare al podelei. Și de această dată, efectele fenomenelor descrise mai sus sunt limitate datorită disipării energiei sonore în stratul de vată minerală.

Grinzile de lemn pentru susținerea contraplăcii din punct de vedere al izolării fonice introduc o influență negativă întrucât se opun decuplării mișcărilor contraplăcii de cele ale stratului de tablă striată reducând astfel avantajul ecranelor duble. Un alt aspect nefavorabil este legat de influența exercitată de grinzi asupra vibrațiilor de încovoiere ale contraplăcii. Rezemarea contraplăcii induce unde de încovoiere ce sunt

reflectate și se suprapun peste cele directe, contribuind astfel la slăbirea suplimentară a izolării fonice a podelei. Pentru reducerea acestor influențe negative, pe toată lungimea grinzilor de sprijin se montează garnituri elastice de cauciuc sau benzi de pâslă.

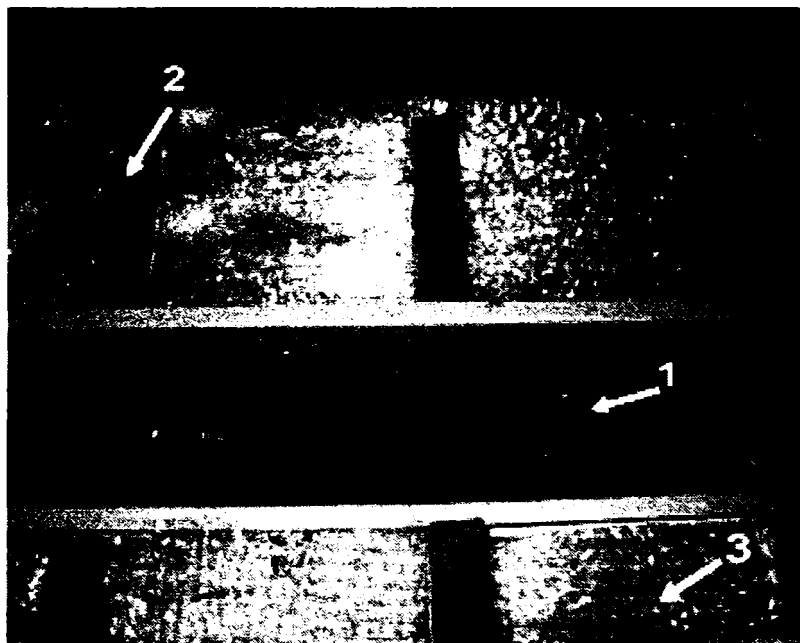


Fig. 4.34. Izolare fonică podea automotor
1 - burete 2 - pâslă 3 - plastic stratificat

Deoarece impedanța caracteristică a cauciucului este net diferită atât față de impedanța caracteristică a oțelului din care este confecționată tabla striată, cât și față de impedanța caracteristică a lemnului, garniturile elastice reprezintă elemente de izolare în calea zgomotului transmis pe cale solidă.

Stratul de pâslă aplicat peste contraplață are efect de atenuare suplimentară a undelor sonore datorită disipării energiei sonore din cauza frecărilor interne ale pâslei. În cazul unei podele cu lamă de aer a cărei influență se exercită mai curând în ceea ce privește limitarea transferului termic dintre vagon și mediul exterior întrucât aerul are conductivitatea termică mai mică decât a oricărui material de izolație.

Structura pereților laterali constituie un sistem de ecranare dublu. La exterior, peretele este format din foi de tablă de 1,5-2 mm, antifonată, iar la interior, un strat de PFL cu grosimea de cea. 6 - 8 mm. Stratul de PFL are material plastic stratificat pe ambele părți, ceea ce-i conferă un aspect corespunzător. Stratul de tablă este prevăzut cu nervuri pentru a se mări rigiditatea și pentru a permite montarea stratului de PFL prin asamblări filetate. Între cele două straturi se așează izolația de vată minerală, figura 3.35.

Pentru a nu se deteriora, izolația de vată minerală este prevăzută cu un strat protector de material plastic sau alt material rezistent la umezeală. Principiul izolării fonice a pereților exteriori prezintă aceleași aspecte analizate și în cazul podelei.

Acoperișul are o structură asemănătoare cu cea a pereților laterali cu deosebirea că lipsește stratul de PFL. Învelitoarea din tablă a acoperișului reprezintă o barieră în calea zgomotului aerian exterior, iar stratul de vată minerală atenuază undele

sonore care reușesc să depășească stratului exterior, figura 4.36. Stratul de vată minerală mai are un rol important și pentru absorbția acustică a câmpului sonor ce se formează la interior, în spațiul dintre acoperiș și tavan, înlăturând efectul de reflexie dintre tavan și acoperișul vagonului.



Fig. 4.35. Izolație pentru pereți
1 –vată minerală 2 - pâslă



Fig. 4.36. Tavan de vagon izolat cu vată minerală

Tavanul compartimentelor și al culoarului lateral poate fi confecționat din tablă de aluminiu perforată peste care se lipește o țesătură din fibră de sticlă. Prin această alcătuire, tavanul devine un absorbant acustic care limitează aria de acțiune a câmpului acustic reverberant care ia naștere datorită reflexiilor multiple ale undelor acustice pătrunse la interior, așa cum s-a menționat anterior la structurile fonoabsorbante care se bazează pe principiul rezonatorului Helmholtz. Țesătura, pe lângă faptul că asigură o frecare mai mare și deci îmbunătățește absorbția acustică a tavanului, are și rolul de a reține căderea fibrelor de material desprinse din căptușeala acoperișului. Pentru îmbunătățirea calităților fonoabsorbante se poate prevedea și un strat suplimentar de material poros (vată minerală) așezat peste tavanul perforat.

La unele vagoane, tavanul este confecționat din PFL neperforat placat pe ambele părți cu material plastic stratificat, dar prin această soluție se pierde mult din capacitatea de absorbție fonică.

La locomotive, izolația fonică a cutiei constă mai ales în tratamentele aplicate cabinelor de conducere. Peretele despărțitor dintre sala mașinilor și cabina de conducere are mai multe straturi de izolare fonică pentru a proteja cabina de zgomotul aerian emis de agregatele locomotivei (figura 3.37).

În principiu, structura peretelui despărțitor cuprinde un strat de tablă la partea dinspre sala mașinilor. Acest strat de tablă este tratat cu vopsea antifonică. Urmează apoi un strat de vată minerală care este lipită de stratul de vopsea antifonică. În fine, la partea dinspre cabina de conducere, peretele are un ecran perforat care poate fi confecționat, de exemplu, din tablă sau carton presat melaminat. Structura peretelui împiedică într-o mare măsură pătrunderea zgomotului aerian din sala mașinilor. De asemenea, ecranul perforat de la interior împreună cu stratul de vată minerală au rolul de a absorbe o parte din energia sonoră a câmpului reverberant din cabina de conducere.

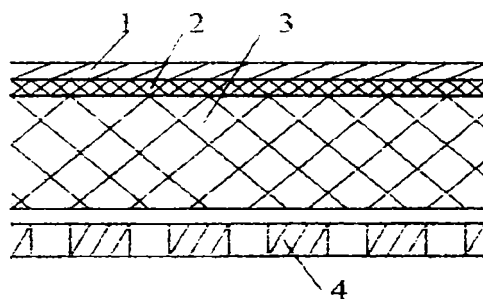


Fig. 4. 37. Perete de izolare fonică la cabina locomotivei [52]

- 1 -tablă exterioră 2 - vopsea antifonică
3 - vată minerală 4 - placaj perforat (variantă laminat)

Pentru protejarea cabinei de conducere împotriva zgomotului de rulare, podeaua cabinei este alcătuită din mai multe straturi de izolație fonică.

În sala mașinilor, măsurile de combatere a zgomotului se limitează la acoperirea suprafeței interioare a pereților laterali și a tavanului cu vopsea antifonică. Ea are rolul de a împiedica radiația acustică a pereților datorită transmiterii zgomotului pe calc solidă atât de la aparatul de rulare dar mai ales de la agregatele de forță ale locomotivei. Se asigură de asemenea o anumită absorbție a zgomotului reverberant de la interior. În plus, suprafața interioară a stratului de vopsea contribuie, prin forma sa neregulată, la dispersia undelor acustice și, ca urmare, la scăderea intensității câmpului sonor.

O atenție specială trebuie acordată măsurilor de combatere a zgomotului aerodinamic, în special la trenurile care circulă cu viteze sporite. Pentru reducerea turbioanelor care apar în jurul cutiei vehiculului, este necesar ca suprafața exterioară a vehiculului să aibă o formă aerodinamică, mai ales în cazul vehiculelor motoare din capul trenului sau a ramei. La toate trenurile de mare viteză (TGV, ICE, Pendolino), primul vehicul are în mod obligatoriu o formă aerodinamică care, pe lângă reducerea rezistenței la înaintare, contribuie la diminuarea zgomotului de natură aerodinamică.

De asemenea, suprafețele exterioare trebuie să fie netede și să nu prezinte, pe cât posibil, discontinuități ca intrânduri și ieșinduri. Zonele critice, din acest punct de vedere, sunt zonele ferestrelor, ale ușilor, ale dispozitivelor de intercomunicație dintre vehicule și zona aparatajului montat sub vehicul precum și aparatul de rulare.

La vehiculele moderne, ușile și ferestrele sunt aduse în planul suprafeței exterioare a cutiei. Dispozitivele de intercomunicație sunt prevăzute cu învelitori care au rolul de a etanșa dispozitivul de intercomunicație pentru a împiedica pătrunderea zgomotului exterior. Din punct de vedere aerodinamic, trebuie să aibă o formă exterioară la nivelul cutiei vagonului astfel încât să nu se producă turbulențe datorită golurilor dintre vagoane. În principiu, dispozitivele de intercomunicație trebuie să aibă o lungime suficientă pentru a compensa rotația relativă între capetele a două vehicule alăturate în timpul circulației în curbă. La vehiculele care circulă cu viteze mari și care beneficiază de o cale specială, cu raze mari de curbură, această rotație relativă este în mod corespunzător mai mică și deci lungimea dispozitivului de intercomunicație poate fi mai mică. În acest mod se reduce zona slab protejată din punct de vedere fonic și se reduce, de asemenea, turbulența indusă de discontinuitatea suprafeței exterioare a trenului datorată prezenței dispozitivului de intercomunicație.

Zgomotul aerodinamic se mai poate produce și la nivelul aparatajului aflat sub cutie și fixat de șasiul acesteia. Pentru reducerea acestui zgomot, construcția cutiei este carenată: pereții laterali sunt prelungiți sub podeaua cutiei iar construcția este închisă printr-un planșeu fals, aparatajul se află în interiorul carenajului, figura 4.38. Se asigură astfel o suprafață netedă în această zonă ceea ce conduce la scăderea turbulenței curgerii aerului. În plus, carenajul de sub cutie reprezintă o barieră suplimentară deosebit de eficientă în calea zgomotului de rulare. Pentru a diminua efectul undelor staționare ce pot să se formeze la interiorul carenajului, suprafața interioară a structurii vagonului este tratată cu materiale fonoabsorbante. Carenajul nu se poate aplica în zona boghiurilor standard.

Pentru a compensa acest lucru, podeaua are o izolare fonică mai groasă. Dacă se adoptă soluția unor boghiuri comune între vagoane, cazul trenurilor de mare viteză, există posibilitatea de a carena cutia aproape pe întreaga lungime.

Pe de altă parte se îmbunătățește și confortul termic datorită materialelor izolatoare, în special la vagoanele care circulă cu viteze mari.

O altă sursă de zgomot aerodinamic este pantograful. Zgomotul produs de pantograf este nociv îndeosebi pentru zonele învecinate căii ferate. La pantograf, pe lângă zgomotul aerodinamic, apare și zgomotul produs de arcul electric care se formează în momentul în care pantograful are tendința de a se desprinde de firul catenarei. Zgomotul de arc este o consecință a variației bruște a presiunii care însoțește producerea arcului electric dintre patina pantografului și firul catenarei.

La trenurile de mare viteză, puterea necesară tracțiunii este distribuită pe vehiculele trenului. În consecință, fiecare vehicul este prevăzut cu pantograf pentru captarea curentului. Înregistrările de zgomot au scos la iveală faptul că nivelul presiunii acustice crește brusc în momentul în care, în dreptul punctului de observare, situat

lângă cale, trece un pantograf. Aceasta a fost un semnal că problema zgomotului produs de pantograf nu poate fi neglijată.



Fig. 4.38. Carenaj longitudinal la partea inferioară a șasiului

Pentru combaterea zgomotului de arc există două soluții: pe de o parte adoptarea unor măsuri de reducere a posibilității de desprindere a patinei pantografului de firul catenarei, iar pe de altă parte, eliminarea cauzelor electrice ce conduc la producerea arcului electric.

Una din cauzele desprinderii pantografului derivă din abaterile geometrice ale firului de contact, abateri care induc vibrații ale pantografului. Modificând distanța dintre suspensorii catenarei s-a reușit să se reducă săgeata firului de contact. De asemenea, s-a redus masa patinei pantografului ceea ce a contribuit, în plus, la reducerea nivelului vibrațiilor pantografului și implicit s-a diminuat tendința de desprindere a pantografului de firul de contact.

Zgomotul aerodinamic produs de pantograf are două componente: o componentă caracterizată printr-o bandă îngustă de frecvență și o altă componentă cu bandă largă de frecvențe. Zgomotul cu bandă îngustă este generat de turbioanele care se formează în urma unui obstacol aflat într-un curent de aer care curge cu o viteză suficient de mare. S-a dovedit experimental că zgomotul cu bandă îngustă de frecvențe are o pondere mult mai mică decât cel cu bandă largă. În ceea ce privește zgomotul de banda largă, există mai multe mecanisme care-l generează, dar esențială este viteza de curgere a aerului în jurul pantografului. Deci combaterea acestui tip de zgomot se poate baza pe măsuri constructive care să contribuie, în final, la reducerea vitezei aerului în jurul pantografului. Acest lucru se realizează prevăzând pantograful cu o caroserie astfel concepută încât să direcționeze curentul de aer spre partea superioară a pantografului. În acest mod, viteza curentului de aer în zona pantografului este inferioară vitezei de circulație a trenului iar nivelul de zgomot scade. În plus, caroseria pantografului joacă și rol de ecran protector care atenuază

propagarea zgomotului în vecinătatea căii ferate. Reducerea globală a nivelului de zgomot este cuprinsă între 3 și 5 dB.

Soluția carosării pantografului are un domeniu limitat de aplicabilitate. La viteze foarte mari, de peste 300 km/h, zgomotul generat de caroseria însăși devine la fel de intens sau chiar mai intens decât zgomotul produs de pantograf. Totodată, prezența caroseriei pantografului poate induce oscilații laterale importante ale cutiei în timpul traversării tunelurilor. Pentru acest domeniu de viteză, soluția constă în simplificarea pantografului la cât mai puține componente, iar prin construcție, aceste componente trebuie să aibă suprafețe netede cu profil aerodinamic.

Zgomotul aerian, fie că este datorat rulării vehiculului, fie că este de natură aerodinamică, poate pătrunde la interior și prin elementele neetanșe ale caroseriei, respectiv prin neetanșeitățile de la ferestre, uși sau dispozitivele de intercomunicare. De aceea, trebuie să se ia măsuri de eliminare, pe cât posibil, a acestor neetanșeități.

Ferestrele trebuie să fie bine prinse de pereții laterali ai cutiei și sunt prevăzute cu garnituri de cauciuc atât la partea interioară, cât și la partea exterioară, în acest fel se reduce considerabil efectul de margine care apare în zona îmbinărilor. Ferestrele de la vehiculele care circulă cu viteze mari sunt fixe pentru a se elimina complet neetanșeitățile și aceasta pentru că zgomotul de rulare crește foarte mult odată cu viteza de circulație și amenință să compromită confortul sonor la interior.

Ușile de acces în vehicul sunt prevăzute de asemenea cu garnituri de cauciuc pe margini. Totodată, trebuie luate măsuri de asigurare a etanșeității dispozitivului de intercomunicare dintre vagoane.

La vehiculele de mare viteză, este necesar să se aplice măsuri suplimentare privind etanșarea vehiculului. Specific circulației acestor vehicule, pe lângă creșterea nivelului de zgomot, este fenomenul de șoc de presiune care se produce la intrarea în tuneluri sau la trecerea unui vehicul pe lângă alt vehicul care circulă în sens invers. În aceste situații apare o puternică undă de presiune care poate pătrunde la interior prin neetanșeitățile elementelor de construcție, dar și prin conductele instalației de climatizare. Referitor la acest aspect, se menționează că este important să se asigure o etanșare deplină chiar în faza la construcție a cutiei, din momentul în care se assemblează, prin sudură, pereții acesteia. De asemenea, fiecare ușă de acces este prevăzută cu câte două garnituri de cauciuc pentru etanșare, una la exterior și cealaltă la interior. Instalația de climatizare are un sistem de protecție contra undei de presiune. Acest sistem cuprinde senzori de presiune care detectează variația presiunii aerului la exteriorul cutiei. Acești senzori trimit semnal de comandă pentru închiderea clapetelor de admisie a aerului proaspăt în instalația de climatizare atunci când este sesizată o creștere accentuată a presiunii. După închiderea clapetelor de admisie a aerului proaspăt, instalația de climatizare funcționează cu aer recirculat. În acest mod se împiedică propagarea undei de presiune prin conductele de aer spre compartimentele vagonului.

Și măsurile de combatere a zgomotului produs de sursele interioare vizează, pe de o parte, înlăturarea cauzelor care provoacă emisiunile de zgomot, iar pe de altă parte, se au în vedere căile de transmitere.

Pentru reducerea nivelului de zgomot la motoarele diesel, se acționează în sensul reducerii jocurilor dintre piesele aflate în mișcare pentru a limita amplitudinea șocurilor generatoare de zgomot. Se urmărește rigidizarea suprafețelor capabile să radieze acustic pentru a împinge frecvența proprie a acestora în afara domeniului de frecvențe al forțelor excitatoare. Aceste măsuri trebuie luate după ce se analizează influența asupra funcționalității și fiabilității motorului, avându-se grija ca măsurile preconizate să nu conducă la construcții prea grele sau prea costisitoare.

Pentru combaterea zgomotului transmis, de la motor, pe cale aeriană se pot utiliza ecrane dispuse între motor și cabinele de conducere ale locomotivei, soluție adoptată și la locomotiva LDE EGM 621 modernizată, la care între motorul diesel și cabina mecanicului există trei pereți despărțitori.

Reducerea zgomotului emis de sistemul de admisie-evacuare necesită utilizarea atenuatoarelor (amortizoarelor) de zgomot. Atenuatoarele se montează atât pe conducta de admisie, cât și pe cea de evacuare. La admisie, atenuatorul este de obicei înglobat în filtrul de aer. Pentru a nu se afecta gradul de umplere al motorului, atenuatorul nu trebuie să aibă o rezistență dinamică prea mare. Întrucât motoarele diesel utilizate în tracțiunea feroviară sunt supraalimentate se recomandă utilizarea amortizoarelor active care prezintă caracteristici de atenuare mai bune în domeniul frecvențelor mari și care introduc rezistențe dinamice mai mici.

La țevile de eșapare se folosesc atenuatoare de rezonanță cu camere. După cum s-a arătat, aceste atenuatoare lucrează ca filtre acustice trece jos legate în serie ceea ce mărește capacitatea lor de atenuare a zgomotului. Ele se confecționează din foaie dublă de tablă de oțel. Învelișul dublu asigură atenuarea zgomotului care se transmite prin corpul amortizorului. Camerele atenuatorului sunt de dimensiuni diferite pentru a se modifica frecvența de tăiere a filtrelor trece-jos astfel constituite. În camerele inițiale sunt amortizate cu precădere zgomoturile de joasă frecvență.

Pentru combaterea zgomotului transmis pe cale solidă este necesar să se asigure izolarea sașului cutiei de vibrațiile motorului diesel. Motorul este așezat pe o suspensie alcătuită din elemente elastice de cauciuc. Motorul rezemat pe elementele elastice formează un sistem oscilant cu șase grade de libertate. Dimensionarea elementelor elastice se face astfel încât frecvențele proprii ale sistemului oscilant să fie mai mici decât frecvențele vibrațiilor produse de funcționarea motorului. Se are în vedere că frecvențele de lucru ale motorului corespund domeniului determinat de turația de ralanti și turația maximă.

Zgomotul produs de sistemele de ventilație care echipează locomotivele, pentru răcirea motorului Diesel sau răcirea motoarelor electrice de tracțiune, și vagoanele de călători, pentru climatizare, provin în principal de la ventilatoare și de la curgerea aerului prin conductele și organele sistemelor de ventilație. De la ventilator, zgomotul se propagă sub formă de zgomot aerian precum și prin conductele de ventilare.

Pentru combaterea zgomotului emis de ventilator se pot lua mai multe măsuri constructive. Astfel, la gurile de aspirație axiale este necesar ca suprafețele să fie rotunjite, prevăzute cu un racord îndoit cu rază mare, pentru a se evita formarea turbioanelor în zona de aspirație. Se recomandă ca forma carterului să fie o spirală logaritmică. La ventilatoarele centrifugale care au palele îndoite înapoi, nivelul de zgomot este mai mic decât la cele cu palele îndoite înainte.

Alegerea parametrilor rețelei de ventilație poate contribui la reducerea nivelului de zgomot. Este important să se acorde o atenție specială proiectării conductelor pentru a se asigura valoarea corespunzătoare vitezei de curgere a aerului prin conducte. Modificarea secțiunilor este limitată de gabaritul disponibil pentru amplasarea instalațiilor tehnice.

Suplimentar, se poate opta pentru utilizarea de atenuatoare active de zgomot. La toate vagoanele noi, sistemul de conducte se amplasează în interiorul cutiei fiind căptușite cu material fonoabsorbant. Grosimea stratului de material fonoabsorbant poate fi cuprinsă între 20 și 30 mm. Totodată trebuie tratate antifonic și deflectoarele care servesc la divizarea debitului de aer pe diferitele tronsoane ale rețelei de conducte. Pentru limitarea turbulențelor care apar în zona coturilor rețelei, sunt prevăzute deflectoare cilindrice, căptușite de asemenea cu materiale fonoabsorbante.

Ventilatorul este amplasat în interiorul agregatului instalației de climatizare care are o carcasă metalică prevăzută cu izolație termică și care contribuie și la izolarea fonică. În acest mod se reduce zgomotul propagat direct prin aerul din jurul ventilatorului.

La motoarele electrice se adoptă măsuri pentru reducerea forțelor magnetice radiale alternative și pentru rigidizarea statorului în vederea limitării amplitudinii vibrațiilor. Trebuie evitate asimetriile constructive. De asemenea este necesar să se asigure o echilibrare corespunzătoare a rotorului. Totodată motoarele electrice de tracțiune se izolează din punct de vedere al vibrațiilor prin clemente elastice de șasiul boghiului pe care se montează.

4.7.3. Protecția mediului înconjurător

O prioritate actuală se referă la reducerea poluării fonice în zonelor limitrofe căii ferate. Pentru realizarea acestui scop se utilizează ecrane acustice de protecție care se amplasează de-a lungul căii, cât mai aproape de aceasta. Construcția ecranelor acustice trebuie concepută în funcție de topografia zonei protejate, urmărindu-se asigurarea stabilității, rezistenței și a fiabilității ecranelor. Cele mai eficiente ecrane de protecție sunt cele realizate din tablă perforată pe suprafața dinspre sursa de zgomot și care la interior conțin un material fonoabsorbant, figura 4.39.



Fig. 4.39. Ecran metalic casetat [55]

În figura 4.40 se prezintă un ecran acustic clasic din beton precomprimat, în structură modulară.

Înălțimea ecranului este în mod obișnuit de 2,5 m deasupra șinei, dar se construiesc ecrane și mai înalte, în special pe liniile magistrale cu trafic intens din apropierea zonelor rezidențiale (figura 4.41).

În acest caz este necesară o structură cu masă specifică mică care nu necesită elemente de susținere masive și în același timp cu un design corespunzător pentru a fi integrate ușor în ambientul respectiv.

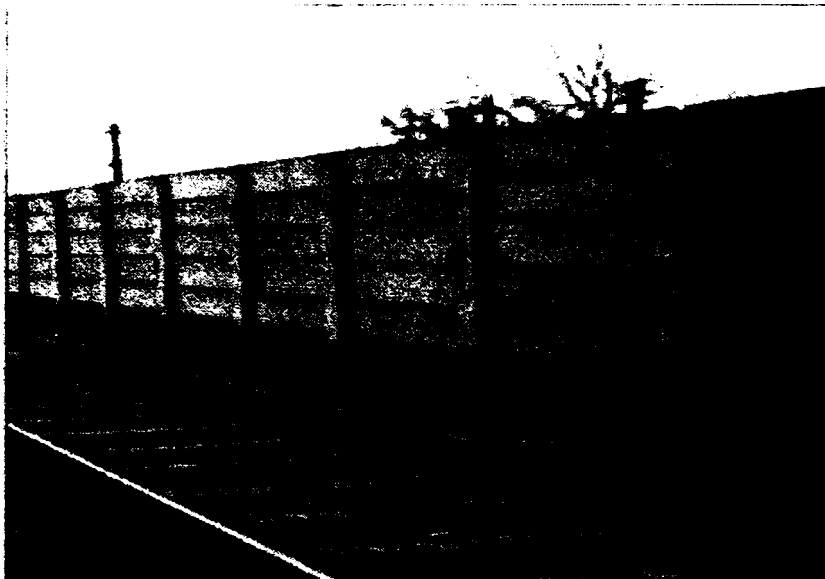


Fig. 4.40. Ecran din beton precomprimat



Fig. 4.41. Ecran fonoabsorbant înalt pentru linii de mare viteză

În unele cazuri când pe ambele părți a unei căi ferate există obiective ce necesită o protecție fonică se impune ca ecranele să aibă o suprafață înclinată în partea superioară pentru a se evita reflexiile multiple care apar între ecran și caroseria vehiculelor. Astfel undele reflectate de un ecran vor fi direcționate spre cale și spre ecranul opus, evitând reflexiile peste limita constructivă superioară a ecranelor.

Materialul fonoabsorbant contribuie la reducerea efectului reflexiilor multiple între ecran și cutia vehiculului. Cercetările au arătat că o mare influență asupra

eficacității ecranelor o exercită distanța la care este amplasat ecranul față de calea de rulare. Spre exemplu, diferența dintre un ecran de numai un metru înălțime plasat la 2,2 m de axa căii și un ecran clasic cu înălțimea de 2 m dar plasat la 5 m față de o cale cu trafic mixt (călători și marfă) este de mai puțin de 3 dB în ceea ce privește nivelul de zgomot măsurat în spatele ecranului. Acest aspect este foarte important datorită costurilor mai scăzute pe care le presupune construcția ecranelor joase.

Eficiența ecranelor foarte ridicată, în urma măsurărilor efectuate în spatele ecranului la 25 m de axa căii și la 3,5 m deasupra șinei, în timpul trecerii unei rame cu viteza de 300 km/h, au arătat că nivelul zgomotului s-a diminuat cu 13 dB comparativ cu măsurarea în câmp liber (fără ecran). Această atenuare poate fi mai mare la viteze mai mici, ea ajungând la 18 dB la circulația cu viteza de 200 km/h. Explicația acestui aspect este legată de faptul că, odată cu creșterea vitezei, crește și zgomotul aerodinamic care este produs de turbioanele ce se formează la înălțimi de 2 - 4 m deasupra șinei, iar eficiența ecranelor față de sursele de zgomot aerodinamic aflate la aceste înălțimi este mai redusă. Dezavantajele ecranelor de protecție antifonică constă mai ales în costul ridicat și în dificultatea de a le încadra în peisajul zonei protejate, ele fiind inestetice.

Pentru zonele rezidențiale situate în zona căilor ferate se poate alege mai multe variante de izolare care să contribuie la reducerea nivelului de zgomot în mediu. În funcție de tipul clădirilor, de topografia terenului sau distanța dintre calea ferată și obiectivele ce necesită protecție se pot adopta mai multe soluții de protecție fonică:

- ecrane fonoabsorbante;
- bariere de vegetație;
- coborârea liniei în debleu;
- protecția clădirilor cu materiale având un grad ridicat de absorbție.

Concluzii:

Din studiul asupra metodelor de izolare fonică cu ecrane simple sau duble se desprind următoarele concluzii:

- pentru ecranele simple s-a demonstrat că există o anumită selectivitate în privința izolării fonice, fiind mai eficiente la zgomote de frecvență ridicată;
- pentru sistemele de ecranare dublă se constată că cea mai mare atenuare a nivelului de radiație acustică se realizează prin alegerea de materiale cu coeficienți mari de absorbție în corelație cu o distanță optimă la care să nu apară fenomenul de rezonanță;
- efectul de coincidență care apare la suprapunerea undelor care generează vibrații de încovoiere conduce la slăbirea capacității de izolare a ecranului;
- egalizarea dintre presiunea acustică a undei transmise și presiunea acustică a undei incidente determină atingerea frecvenței critice ceea ce conduce la transparența acustică a ecranului;
- unghiul de incidență influențează indicele de atenuare astfel că la o valoare limită de incidență $\theta = \pi/2$ ecranul își pierde capacitatea de izolare;
- pentru ecranele duble la rezonanță, indicele de atenuare se anulează dacă masele unitare a celor două ecrane sunt egale;
- pentru toate structurile fonoabsorbante care se bazează pe sisteme oscilante amortizate, absorbția este maximă la frecvența de rezonanță;
- reducerea transmisiei zgomotelor pe cale aeriană se realizează prin utilizarea în structura caroseriei a materialelor fonoabsorbante care au capacitate absorbție ridicată.

Recomandări:

Eficiența unei protecții corespunzătoare contra poluării fonice depinde de foarte mulți parametri care trebuie cunoscuți astfel încât să fie aleasă soluția cea mai adecvată. Pentru izolarea fonică cu ecrane de protecție sunt necesare următoarele condiții:

- cunoașterea caracteristicilor sursei de zgomot (locul emisiei);
- măsurarea nivelului presiunii acustice și a frecvențelor din spectrul de emisii;
- studiul căilor de propagare a radiației acustice, transmisie pe cale solidă, aeriană, directă sau indirectă;
- modelarea matematică a unui sistem de protecție în funcție de particularitățile spațiului de recepție;
- alegerea celor mai bune soluții tehnice și economice pentru un maxim de randament;
- implementarea unor noi tehnologii care să îmbunătățească caracteristicile de izolare: coeficienți de absorbție, indici de atenuare.
- pentru scăderea zgomotului de rulaj pe cale se impune polizarea și reprofilarea liniei, rezultând valori mari ale atenuării zgomotului;
- pentru trenurile de viteze mari se impune amplasarea cutiilor de la două vagoane alăturate pe un boghiu comun, astfel încât să crească distanța de propagare a undelor față de spațiul interior al compartimentelor;
- implementarea în construcția vagoanelor și a locomotivelor a suspensiilor cu arcuri de cauciuc sau pe pernă de aer, soluție ce reduce foarte mult transmiterea zgomotelor pe cale solidă.

5. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND IZOLAREA FONICĂ LA VEHICULELE FERROVIARE

5.1. Metode de măsurare a zgomotului

Măsurarea, analiza și evaluarea zgomotului sunt importante pentru estimarea efectelor potențiale ale zgomotului asupra confortului, sănătății, securității și eficienței muncii. La nivel de țară există standarde referitoare la metodele de măsurare a zgomotului pentru anumite echipamente sau pentru mediu, precum și alte standarde care descriu efectele zgomotului asupra omului. Standardul furnizează indicații generale cu privire la tipul de măsurări în poziții necesare pentru evaluarea zgomotelor în raport cu efectele sale asupra lucrătorului, pentru a verifica conformitatea cu reglementările existente și pentru constatarea necesității reducerii zgomotului prin măsuri de combatere.

5.1.1. Acustică. Măsurarea și evaluarea expunerii la zgomot

Standardul Internațional descrie determinarea mărimilor acustice în special tipul și pozițiile în care efectuate măsurările nivelului de presiune acustică, eșantionarea în timp și analiza în frecvență necesare, precum și caracteristicile speciale ale zgomotului care luate în considerare. Scopul este de a permite evaluarea zgomotului în mediul de muncă în raport cu diversele efecte ale sale asupra lucrătorului, care rezultat al expunerii zilnice obișnuite. Reglementările în vigoare trebuie să permită indicarea și verificarea conformității cu limitele de zgomot la locul de muncă și de stabilirea necesității programelor de conservare a auzului și a măsurilor de reducere a zgomotului.

Procedura de măsurare a nivelului de presiune acustică se referă la utilizarea aparaturii și amplasarea microfoanelor, la intervalul de timp de măsurare și la determinarea mai multor mărimi caracteristici ale zgomotului, în special al nivelului de presiune acustică ponderat A continuu echivalent, a nivelului de presiune acustică ponderat A continuu echivalent normalizat, a expunerii zilnice la zgomot și a nivelului de evaluare.

Standardul mai conține și anexa care se referă la: indicații pentru determinarea conformității cu limitele de zgomot stabilite și evaluarea incertitudinii de măsurare, pentru compararea rezultatelor cu o limită și pentru conținutul raportului de măsurare. În tabelul 5.1. se prezintă mărimile utilizate pentru caracterizarea nivelului de zgomot

Aparatură. Sonometru

Sonometrele trebuie să îndeplinească cel puțin condițiile pentru un aparat de clasă 2, prezentate în CEI 60651. Este preferabilă utilizarea sonometrelor din clasa 1.

Aparatele pentru expunerea personală la zgomot trebuie să fie conform CEI 61252. Pentru indicarea supraîncărcării aparatului de către presiunea acustică de vârf, sunt preferate aparatele care au indicator al suprasarcinii.

Sonometrele integrate mediatoare trebuie să îndeplinească cel puțin condițiile pentru un aparat de clasă 2, specificate prezentate în CEI 60804.

Tabel 5.1.

Nr. crt.	Mărime	Simbol	Standard
1	Nivel presiune acustică	L_p	ISO 1999
2	Nivel de presiune acustică de vârf	$L_{vârf}$	CEI 60651
3	Nivel presiune acustică ponderat A	L_{pA}	ISO 1999
4	Nivel presiune acustică de vârf ponderat C	$L_{Cvârf}$	CEI 60651
5	Nivel presiune acustică ponderat A continuu echivalent pe durata T	$L_{pAeq,T}$	ISO 1999 ISO 9921-1
6	Nivel procentual	$L_{Aeq,T}$	
7	Nivel de presiune acustică în benzi de octavă	-	ISO 532
8	Nivel de presiune acustică în benzi de treime de octavă	-	ISO 532
9	Interval de timp normalizat pentru presiunea acustică ponderată A pe durata T	T_N	-
10	Durata zilnică a expunere efectivă la zgomot	T_e	-

Filtre de bandă de octavă și de treime de octavă

Filtrele de bandă de octavă și de treime de octavă trebuie să îndeplinească condițiile în conformitate cu CEI 61260. Frecvențele centrale nominale ale benzilor de frecvență trebuie să corespundă celor din ISO 266.

Aparate de măsurat auxiliare

Un înregistrator de nivel trebuie să fie conform capitolelor corespunzătoare din CEI 60651, de exemplu, cel referitor la condițiile pentru constanta de timp.

Un analizator statistic pentru măsurarea nivelului procentual trebuie să fie conform constantei de timp F din CEI 60651. Intervalele de niveluri pentru clasificare trebuie alese în funcție de domeniul global al nivelurilor de zgomot, dar nu trebuie să depășească 5 dB.

Aparatele pentru stocarea semnalelor de zgomot trebuie să fie astfel încât întregul echipament de măsurare să îndeplinească cel puțin specificațiile pentru un aparat de clasă 2 din CEI 60651 și CEI 60804.

Calibratoarele acustice utilizate pentru calibrarea și verificarea echipamentului de măsurare a zgomotului trebuie să fie conform specificațiilor din CEI 60942 pentru aparatele de clasă 2, sau mai bune.

Calibrare și verificare

Cu regularitate se impune efectuarea unei recalibrări în conformitatea cu CEI 60651, CEI 60804 sau CEI 61252. Se recomandă ca intervalele de timp pentru recalibrare să nu depășească trei ani.

Înainte de efectuarea de către utilizator a măsurătorilor se verifică pe teren cel puțin o dată înainte și după fiecare serie de măsurări. Se mai efectuează și o verificare a componentelor electrice a amplificatoarelor, înregistratoarelor și instrumentelor indicatoare și o verificare acustică a întregului sistem, inclusiv microfonul (aplicând un calibrator acustic). Verificarea acustică trebuie efectuată la locul măsurării acolo unde este posibil. Exactitatea măsurătorii trebuie determinată.

Măsurări. Generalități

Mărimile de măsurat, de bază, preferate sunt: nivelul de presiune acustică ponderat A continuu echivalent ($L_{Aeq,T}$) și expunerea acustică ponderată A ($E_{A,T}$) într-un interval de timp stabilit, T .

În funcție de tipul de zgomot și de tipul efectului ce trebuie evaluat, se pot măsura mărimi suplimentare cum sunt nivelul de presiune acustică instantaneu maxim neponderat, $L_{v\text{irf}}$, ponderat A $L_{A\text{v}\text{irf}}$, ponderat C, $L_{C\text{v}\text{irf}}$, sau alte mărimi.

În unele cazuri, poate fi indicată măsurarea nivelurilor în benzi de octavă sau treime de octavă a sunetelor audibile, a infrasunetelor sau a ultrasunetelor. Dacă se urmărește capacitatea de comunicare, pot fi necesare nivelul de interferență cu vorbirea (SIL), raportul semnal/zgomot (S/N) sau alte mărimi.

În funcție de scop, măsurarea se poate efectua într-un punct fix (în puncte fixe) sau la persoană (persoane) în timpul lucrului. Pentru o exactitate mai mare se preferă metoda la persoană (microfonul urmărește persoana expusă).

Expunerile la zgomot la locul de muncă cuprinde zgomotele produse în acel loc și zgomotele care vin de la alte surse din mediul înconjurător.

Dacă din măsurare se exclud unele intervale de timp, de exemplu pentru evaluarea în raport cu unele efecte cum este jena sau confortul, aceste lucru va fi menționat în raport. Se pot exclude intervale de timp cu:

- sunete produse la un anumit loc de muncă de persoana din acel loc, care vorbește cu alte persoane;
- zgomote constând din semnale de comunicare adresate acelu loc de muncă (sisteme de sonorizare);

Măsurarea trebuie să furnizeze descrierea cantitativă a expunerii potențiale caracteristice la zgomot la locul de muncă. Dacă numărul de apariții, tipul și originea zgomotelor la locul de muncă sunt tipice pe termen lung, pentru locul de muncă, trebuie indicată expunerea potențială caracteristică la zgomot. Se vor colecta informațiile corespunzătoare sau trebuie efectuat un număr suficient de măsurări (eșantioane) independente.

Dacă expunerea la zgomot se determină pentru un loc de muncă bine definit, măsurarea de efectuează în acel loc de muncă. Dacă persoana deservește mai multe locuri de muncă (cazul mecanicilor de locomotivă), nivelul de presiune acustică ponderat A continuu echivalent se poate determina separat pentru diversele locuri de muncă sau pentru persoana care ocupă aceste locuri de muncă, fiecare pentru o perioadă de timp care permite determinarea expunerii cumulative a acestei persoane pe durata schimbului de lucru.

Amplasamentele microfoanelor și pozițiile de măsurare

Amplasarea microfonului va fi la nivelul capului persoanei care ocupă locul de muncă respectiv, fără ca persoana să fie prezentă.

În alte cazuri când persoana trebuie să fie prezentă în acest loc, microfonul trebuie amplasat, dacă este posibil, la aproximativ 0,10 m de la intrarea orificiului extern al urechii care recepționează valoarea cea mai mare a nivelului de presiune acustică ponderat A continuu echivalent. Microfonul exonometrelor și al sonometrelor purtate de o persoană trebuie montate pe casca de protecție, pe umăr sau pe guler, la o distanță cuprinsă între 0,1 – 0,3 m față de ureche.

Dacă aparatul de măsurat sau părți ale acestuia sunt purtate de lucrători, trebuie să se aibă grijă ca acestea să nu perturbe executarea sarcinilor de către persoană și în special să nu prezinte riscuri pentru securitatea muncii.

În mod similar, trebuie să se aibă grijă ca aparatul să nu fie utilizat greșit în timpul măsurărilor.

Dacă persoana care este evaluată nu are o poziție stabilă la locul de muncă, amplasarea aparatului se poate face astfel:

- pentru persoane care stau în poziție ortostatică: 1,55 m \pm 0,075 deasupra solului pe care stă subiectul evaluat

- pentru persoanele așezate: $0,91\text{m} \pm 0,05$ deasupra mijlocului suprafeței scaunului, scaunul fiind reglat la mijlocul domeniului de reglare pe orizontală și pe verticală

Pentru poziții de măsurare în amplasamente specifice, direcția de referință a microfonului trebuie să fie conform instrucțiunilor producătorului (dacă este posibil, microfonul trebuie îndreptat în direcția de vedere a persoanei care acest loc).

Dacă pozițiile lucrătorului sunt prea aproape de sursa de zgomot, amplasarea și direcția microfonului trebuie să fie indicată clar în raportul încercării.

Durata de măsurare

Intervalul de timp de referință este acel interval de timp care reprezintă durata unui schimb de lucru, în care se determină un nivel de presiune acustică ponderat A . Intervalul de timp de măsurare T este acel interval pe care se integrează și se mediază pătratul presiunii acustice ponderate A . Intervalele de timp de măsurare trebuie alese astfel încât să fie măsurate și incluse toate variațiile semnificative ale nivelurilor de zgomot. Alegerea intervalelor de timp de măsurare se face astfel încât rezultatul să fie repetitiv.

În intervalul de timp de măsurare, trebuie să existe sunetul caracteristic locului de muncă respectiv. Pentru obținerea expunerii caracteristice la zgomot se pot utiliza două proceduri:

$T = T_N$: Dacă intervalul de timp de măsurare acoperă intervalul de timp normalizat/ de referință, expunerea totală la zgomot pe schimbul ce trebuie evaluat poate fi determinată direct.

$T < T_N$: Dacă un interval de timp de măsurare este mai mic decât intervalul de timp normalizat/ de referință, expunerea caracteristică la zgomot care se măsoară poate fi selectată pe baza experienței.

Dacă măsurarea se efectuează doar într-un interval de timp mai scurt ($T < T_N$), intervalul de timp de măsurare sau eșantionul trebuie ales astfel încât să se determine expunerea la zgomot caracteristică pentru locul de muncă și care este reprezentativă pentru intervalul de timp normalizat. Prin chestionare/culegere de informații privind sursele de zgomot tipice (procese de lucru, mașini, activități de la locul de muncă și din mediul înconjurător) se poate determina fracțiunea din schimbul de lucru în care acționează acestea și nivelul mediu cu care contribuie pentru fiecare interval de timp parțial.

Intervalul de timp de măsurare depinde de tipul expunerii la zgomot. Acesta poate fi împărțit în intervale de timp parțiale în care expunerea la zgomot este de același tip, de exemplu, corespunzătoare diferitelor activități de la locul de muncă sau din mediul înconjurător.

Durata de măsurare aleasă depinde de fluctuațiile zgomotului. Aceasta trebuie să fie suficient de lungă ca nivelul de expunere la zgomot obținut să fie reprezentativ pentru activitățile efectuate de angajat. Durata trebuie să reprezinte toată durata unei activități, o parte din aceasta sau durata a câtorva repetări a activității, după cum este necesar pentru stabilizarea în limitele a $0,5$ dB a valorilor citite ale nivelului de expunere la zgomot sau ale nivelului de presiune acustică ponderat A continuu echivalent.

Durata minimă trebuie să fie de 15 s. Dacă zgomotul prezintă o periodicitate evidentă, durata minimă trebuie să fie de cel puțin un ciclu; altfel trebuie utilizat un multiplu al ciclurilor complete.

5.1.2. Măsurarea zgomotelor emise de vehicule care circulă pe șine

Standardul SR EN ISO 3095 din 2007 indică condițiile în care se pot realiza măsurătorile privind zgomotul produs de vehiculele feroviare. În tabelul 5.2 sunt indicate corespondențele dintre standardele europene și standardele în vigoare în România:

Tabel 5.2

Standard	Corespondență	Standarde conexe
EN 60942	identic	SR EN 60942:2004 Electroacustică. Calibratoare acustice
EN 61260	modificat	SR EN 61260:1997 SR EN 612460/A1:2003 Electroacustică. Filtre de bandă de octavă și de bandă de fracțiune de octavă
EN 61672-1	identic	SR 61672 - 1:2004 Electroacustică. Sonometre. Specificații
EN 61672-2	identic	SR 61672 - 2:2004 Electroacustică. Sonometre. Încercări de evaluare pentru model
EN ISO 266	identic	SR EN 266:2003 Acustică. Frecvențe standard

Nivel de rugozitate:

$$L_r = 10 \lg \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \text{ [dB]} \quad (5.1)$$

unde: L_r este nivelul rugozității,

r - rugozitatea medie pătratică,

r_0 - rugozitatea de referință pentru $r_0 = 1 \mu\text{m}$.

Presiune acustică

Valoarea presiunii fluctuante suprapusă presiunii atmosferice măsurată într-o perioadă de timp

Nivel presiune acustică

$$L_p = 10 \lg \left[\frac{p(t)}{p_0} \right]^2 \text{ [dB]} \quad (5.2)$$

unde: $p(t)$ este presiunea acustică [Pa],

p_0 - presiunea acustică de referință.

Nivel presiune acustică ponderat A

$$L_{pA} = 10 \lg \left[\frac{p_A(t)}{p_0} \right]^2 \text{ [dB]} \quad (5.3)$$

Nivelul maxim al presiunii ponderate

$L_{pAF \max}$ este nivelul presiunii acustice ponderat A determinat pe intervalul de timp măsurat T cu utilizarea valorii de timp ponderate F (rapid)

Nivelul presiune acustică ponderat A continuu echivalent

$$L_{pAeqT} = 10 \lg \left[\frac{1}{T} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right] \quad [\text{dB}] \quad (5.4)$$

Nivel presiune acustică echivalent ponderat A pe un interval de timp

$$L_{pAeq,T_p} = 10 \lg \left[\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right] \quad [\text{dB}] \quad (5.5)$$

unde: $T_2 - T_1$ este timpul măsurat

$p_A(t)$ – presiunea acustică instantanee

p_0 – presiunea acustică de referință $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$

Nivel sonor al unui singur eveniment SEL

Nivelul sonor al unui singur eveniment sonor măsurat într-un interval de timp și stabilit de la $T_0 = 1\text{s}$. Intervalul de timp trebuie să fie suficient de lung pentru a include toate energiile acustice asociate evenimentului considerat cel puțin punctul de la -10 dB inferior valorii L_{pA} de-a lungul intervalului de timp T .

$$SEL = 10 \lg \left[\frac{1}{T} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right] \quad [\text{dB}] \quad (5.6)$$

$$SEL = L_{pAeq,T} + 10 \lg \left(\frac{T}{T_0} \right) \quad [\text{dB}] \quad (5.7)$$

unde: T_0 este intervalul de referință de 1s.

5.1.3. Aparatura de măsurare

Sistemul de măsurare microfon, dispozitive de înregistrare, sisteme de conexiune trebuie să îndeplinească cerințele pentru aparate de măsură de clasa 1 specificate de EN 61672-1.

Microfoanele trebuie să aibă curba de răspuns în frecvență liniară în condiții de câmp sonor liber.

Filtrele de 1/3 octave trebuie să fie conform EN 61260.

Sistemul de măsurare trebuie să fie verificat odată la 2 ani în conformitate cu EN 61672-1 și EN 61672-2.

Condiții de încercare. Mediu

- sol plat, denivelări de la 0 – 1 m în raport de calea ferată;
- fără obstacole, persoane între microfon și sursa de zgomot;
- suprafața dintre vehiculul feroviar și microfon liberă de materiale fonoabsorbante (vegetație, zăpadă) sau reflectante (apă, gheață).

Condiții meteo:

- viteza vântului < 5m/s;
- fără ploaie sau ninsoare.

Nivel zgomot de fond

La măsurări trebuie să se țină cont de diferențele dintre nivelul presiunii acustice ponderat respectiv nivelul presiunii acustice ponderat A pentru zgomotul de fond (tab.5.3). În anumite cazuri sunt necesare corecții în funcție de valoarea rezultată.

Tabel 5.3

Diferența dintre nivelul presiunii acustice ponderat A la măsurarea zgomotului din vehiculul feroviar în prezența zgomotului de fond și numai nivelul presiunii acustice ponderat A a zgomotului de fond [dB]	Corecția care se adaugă nivelului presiunii acustice ponderat A obținut la măsurarea zgomotului din vehiculul feroviar în prezența zgomotului de fond [dB]
>10	0
6-9	-1
5	-2

Măsurare la vehicule feroviare care staționează

Microfonul se amplasează perpendicular pe calea ferată la o distanță de 7,5 m față de axa căii la o înălțime de $1,2 \pm 0,2$ m sau la 25 m de axa căii ferate și la o înălțime de $3,5 \pm 0,2$ m. Timpul minim de măsurare este $t = 20$ s, în mod excepțional $t = 5$ s.

Măsurare la vehicule feroviare care se deplasează cu viteză constantă

Condiții impuse pentru calea ferată:

- cale cu prismă de balast;
- traverse de lemn sau din beton precomprimat;
- cale uscată și dezghețată;
- declivități maxime de 3:1000;
- raze de curbă:
 - $r \geq 1000$ m pentru $v \leq 70$ km/h;
 - $r \geq 3000$ m pentru $70 < v \leq 120$ km/h;
 - $r > 5000$ m pentru $v > 120$ km/h.

Vitezele la care se efectuează măsurătorile pentru vehicule feroviare sunt: 20, 40, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 200, 250, 300, 320, și 350 km/h.

În funcție de vitezele maxime de circulație, măsurătorile se efectuează la următoarele valori:

- a) pentru $v_{\max} \geq 200$, încercarea la 80 km/h, 160 km/h și la v_{\max} ;
- b) pentru $80 < v_{\max} < 200$, încercarea la 80 km/h și la v_{\max} ;
- c) pentru $v_{\max} < 80$, încercarea la 40 km/h și la v_{\max} .

Măsurare la vehicule feroviare care accelerează de pe loc

Se impune efectuarea măsurătorilor la momentul când unitatea motoare (locomotivă sau automotor) dezvoltă forța de tracțiune maximă fără patinare la osiile motoare.

- a) pentru tren cu o locomotivă se realizează o accelerare până la o viteză de 30 km/h. Intervalul de măsurare este cuprins între momentul când partea frontală a locomotivei este la o distanță de 20 m înaintea punctului de intersecție între axul căii și perpendiculara dusă din punctul unde se găsește microfonul și până la momentul când locomotiva depășește cu 20 m acest punct;
- b) Pentru tracțiunea multiplă intervalul de măsurare este cuprins între momentul când partea frontală a locomotivei este la 20 m înaintea punctului

de intersecție între axul căii și perpendiculara dusă din punctul unde se găsește microfonul și până la momentul când ultimul vagon se află la o distanță de 20 m de acest punct.

Măsurare la vehicule feroviare care reduc viteza

Măsurarea se realizează de la viteza de 30 km/h cu frâna automată în funcțiune. Timpul de măsurare începe când partea frontală a locomotivei este la 20 m de perpendiculara la cale pe care se găsește microfonul și până când trenul de oprește.

Parametri care influențează major nivelul presiunii acustice la rulaș sunt redați în tabelul 5.4.

Tabelul 5.4

Nr. crt.	Parametru	Valoare parametru pentru nivelul sonor maxim
1	Tip șină	UIC 60 E1
2	Rigiditate saboți	100 MN/m
3	Factor amortizare saboți	0,11
4	Tip traverse	lemn
5	Distanța între traverse	0,8 m
6	Rigiditate balast	30 MN/m
7	Factor amortizare balast	0,5
8	Rugozitate șină fără uzură	cea mai rugoasă
9	Rugozitate roată	cea mai rugoasă
10	Viteză tren	160 km/h

5.1.4. Măsurarea zgomotului în interiorul vehiculelor care circulă pe șine

Standardul SR EN ISO 3381 stipulează condițiile în care se măsoară zgomotul în interiorul vehiculelor feroviare care circulă pe căi convenționale.

Pentru măsurarea zgomotului în interiorul vehiculelor feroviare sonometrul va fi amplasat la diferite înălțimi în funcție de poziția persoanelor în spațiul analizat astfel:

- poziția așezat: la 1,2 m înălțime pe axa compartimentului sau pe culoarul dintre scaune;
- poziția în picioare: la 1,6 m înălțime de podea în mijlocul zonei de acces;
- poziția de lucru: la 1,6 m înălțime de podea și la 0,1 m de urechea cea mai expusă;
- poziția culcat pentru vagoane de dormit sau cușetă: la 0,2 m deasupra patului.

Măsurătorile se efectuează numai pe următoarele secțiuni de cale:

- raze de curbă:
 - $r \geq 1000$ m pentru $v \leq 70$ km/h;
 - $r \geq 3000$ m pentru $70 < v \leq 120$ km/h;
 - $r > 5000$ m pentru $v > 120$ km/h.

Condiții impuse pentru calea ferată:

- cale ferată cu prismă de balast;
- traverse de lemn sau din beton precomprimat;
- cale uscată și dezghețată;
- declivități maxime de 3:1000.

Vitezele la care se efectuează măsurătorile în interiorul vagoanelor sunt: 20, 40, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 200, 250, 300, 320, și 350 km/h.

Poziționarea instrumentului de măsurat în interiorul vagoanelor se va face în conformitate cu Standardul SR EN ISO 3381.

În cazul vagoanelor de călători compartimentate microfonul se amplasează la o înălțime de 1,2 m de podea pe axa longitudinală a compartimentului. La efectuarea măsurătorilor în interior nu trebuie să se găsească persoane. Se determină nivelul de zgomot în compartimentele de capăt și în cele centrale, pe coridor în mai multe puncte cât și la peroanele de acces în vagon.

Pentru vagoanele necompartimentate microfonul se amplasează la o înălțime de 1,2 m de podeaua vagonului pe culoarul de acces dintre scaune. Măsurătorile se efectuează în partea centrală a vagonului cât și la capete lângă ușile de acces interioare. Pentru toate tipurile de vagoane de călători compartimentate sau necompartimentate în zonele de acces, pe culoare sau în zonele de intercomunicație măsurarea nivelului de zgomot se face cu amplasarea microfonului la o înălțime de 1,6 m de podea la mijlocul acestor spații.

La locomotive, automotoare sau rame electrice măsurarea se realizează în ambele cabine, succesiv, la o înălțime de 1,2 m de podea, pe axa transversală a scaunului mecanicului. Pentru a nu altera rezultatele înregistrate microfonul se amplasează astfel încât efectul vibrațiilor să fie minim.

Măsurările din interior se efectuează în mod obligatoriu la viteza etalon de 80 km/h și la viteza maximă constructivă dar și la alte valori precizate în standard. Pentru vehicule cu viteza constructivă mai mică de 80 km/h măsurările se realizează la viteza maximă constructivă.

5.1.5. Determinarea în situ a pierderii prin inserție a tuturor tipurilor de ecrane antizgomot, în mediul exterior

Se utilizează două metode pentru determinarea pierderilor prin inserție: metoda directă respectiv metoda indirectă.

Metoda directă se aplică în cazul când ecranele de protecție poate fi demontat sau nu există

Metoda indirectă pentru cazul în care la locația unde se efectuează măsurătorile există ecrane de protecție ce nu pot fi demontate.

Pentru realizarea măsurătorilor în situ se vor respecta următoarele condiții:

Sonometrul va fi conform normelor stabilite de CEI 60651 pentru aparate de clasa 1 și clasa 2. Pentru măsurarea presiunii acustice ponderat *A* continuu echivalent sau a expunerii ponderat *A* se respectă prescripțiile CEI 60804.

Calibratorul acustic conform CEI 60942.

Ecran de vânt pentru microfonul sonometrului.

Echipament meteorologic ce cuprinde: anemometru cu incertitudinea mai mică de $\pm 10\%$, termometru cu incertitudinea mai mică de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ și un higrometru cu incertitudinea sub 2%.

Condiții meteo normale, vânt cu componente vectoriale de viteze medii în zona sursei de zgomot și la receptor care să nu difere cu mai mult de 2 m/s.

Zgomotul de fond

La efectuarea măsurărilor în situ, diferența dintre nivelul presiunii acustice la emisia sursei și când aceasta nu mai emite este dată în tabelul 5. 5.

Tab. 5.5

Nr. crt.	Diferența dintre nivelul presiunii acustice cu și fără sursa de zgomot [dB]	Corecție nivel presiune acustică [dB]
1	4 și 5	-2
2	6,7,8 și 9	-1

Determinarea pierderii prin inserție

$$D_{IL} = (L_{ref,A} - L_{ref,B}) - (L_{r,A} - L_{r,B}) \quad (5.8)$$

unde:

$L_{ref,B}$, $L_{ref,A}$ nivelul presiunii acustice "înainte"/„după” pentru poziția de referință,

$L_{r,B}$, $L_{r,A}$ nivelul presiunii acustice "înainte"/ „după” pentru poziția de recepție.

5.2. Instrumente de măsurare a zgomotului

Măsurarea nivelului de zgomot se realizează atât în interiorul vehiculelor feroviare (locomotive și vagoane de călători) cât și în exterior în zona căii ferate. Scopul acestor determinări este de a cunoaște gradul de poluare fonică astfel încât să poată fi asigurat confortul sonor în vehiculele feroviare cât și în zonele adiacente căii. Nivelul de zgomot înregistrat cu aparatura omologată conform normativelor în vigoare trebuie respecte valorile maxime admise pentru nivelul de zgomot.

Determinarea nivelului de poluare sonoră se face încă din faza de proiectare și construcție a oricărui vehicul feroviar pentru a putea alege cele mai bune materiale și tehnologii care să ofere o protecție ridicată față de factorii de poluare fonică.

Zgomotul se măsoară cu diferite tipuri de sonometre analogice sau digitale. Elementul sensibil al unui sonometru este microfonul care preia variația presiunii acustice și o transformă într-un semnal electric a cărui tensiune va fi proporțională cu presiunea acustică.

În figura 5.1 se prezintă schema bloc a unui sonometru.

Există mai multe tipuri constructive de traductoare ce pot fi utilizate conform cerințelor specifice de măsurare. În prezent se utilizează cu precădere următoarele tipuri de microfoane:

- microfon capacitiv cu condensator polarizat extern prin aplicarea unei tensiuni de polarizare pe circuitul de alimentare. La acest tip deformațiile membranei determină modificarea grosimii dielectricului condensatorului, încărcat de la sursa exterioară de tensiune constantă. A doua armătură de la condensator este fixată rigid de carcasă microfonului. Modificarea presiunii pe fața membranei conduce la variația sarcinii pe armăturile condensatorului. Microfonul de acest tip se utilizează pentru un domeniu larg de frecvențe.
- microfon capacitiv prepolarizat intern prin folosirea unui electret are sarcina produsă de un dielectric cu polarizare directă, realizat din materiale care au fost solidificate în câmp electric, la o diferență de potențial de sute de volți. Câmpul aplicat produce o polarizare permanentă a materialului pentru o perioadă lungă de timp. Dielectricul este amplasat pe armătura fixă a condensatorului iar armătura mobilă este membrana microfonului.

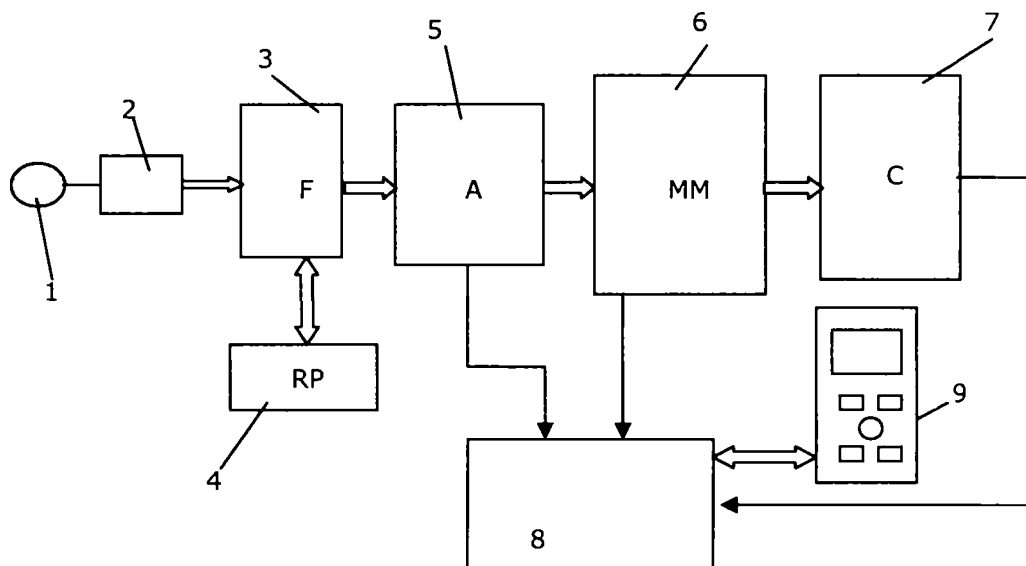


Fig. 5.1. Schema bloc a sonometrului

- 1 - microfon 2 - preamplificator 3 - filtre 4 - rețele de ponderare
 5 - amplificator 6 - modul de măsurare 7 - convertor 8 - bloc de comandă
 9 - interfață sonometru

- c) microfon electrodinamic cu o bobină fixată pe membrana mobilă și care se deplasează coaxial pe un magnet permanent. La modificarea presiunii acustice în bobină se induce o tensiune variabilă, proporțională cu variația presiunii acustice. Acest tip de microfon este mai puțin sensibil la umiditate și praf dar se deteriorează la temperaturi ridicate.

În general microfoanele au un tub capilar care are rol de egalizare a presiunii interioare cu cea exterioară. Indiferent de tipul constructiv al microfonului o perturbație a frontului de aer va acționa asupra diafragmei și va induce o deplasare determinată de arcuirea sa.

Sensibilitatea microfoanelor se exprimă în decibeli. În practică se consideră o tensiune de referință $E_0 = 1 \text{ V}$ și presiunea de referință $p_0 = 1 \text{ Pa}$.

Pentru microfoane de clasă superioară se impune ca răspunsul să aibă o frecvență cât mai uniformă. Pentru frecvențe mari, lungimea de undă a sunetului fiind mică, există o anumită frecvență a sunetului pentru care diametrul diafragmei și lungimea de undă sunt comparabile. O influență negativă asupra calității de măsurare a microfonului este dată de unghiul de incidență datorită difracției undelor, astfel încât răspunsul microfonului va conduce la posibile erori de măsurare.

Măsurătorile au fost efectuate cu sonometru integrator de tip SoundPro SE Sound Level Meter, clasa 1.

În figura 5.2 este reprezentat răspunsul specific al microfonului în câmp deschis pentru un unghi de incidență de 0° . Toleranța la răspuns este minimă la frecvența etalon de 1000 Hz. Frecvența la răspuns este dată conform normelor IEC 651-1.

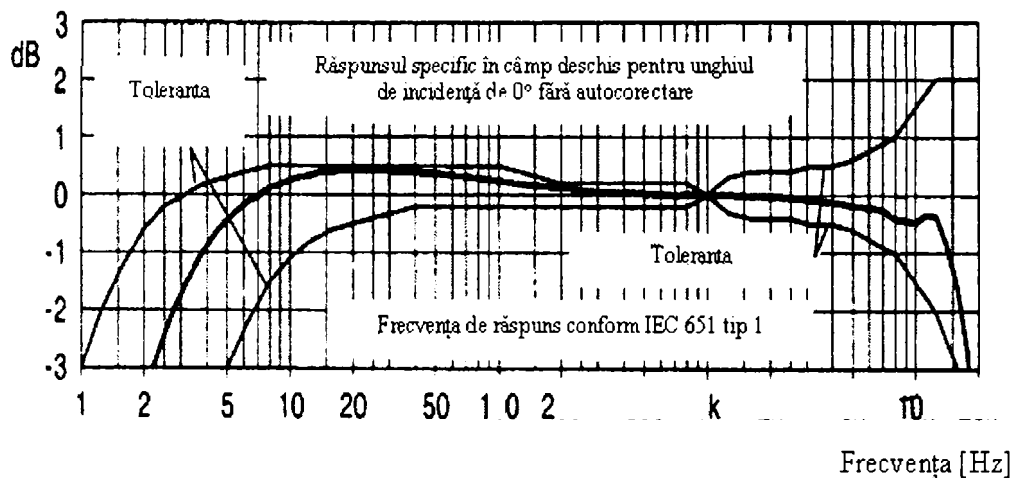


Fig. 5.2. Răspuns specific pentru unghi de incidență

În figura 5.3 se reprezintă răspunsul specific pentru orice câmp având un unghi de incidență corectat. Răspunsul microfonului este în conformitate cu ANSI S1.4 - 1984 clasa 1

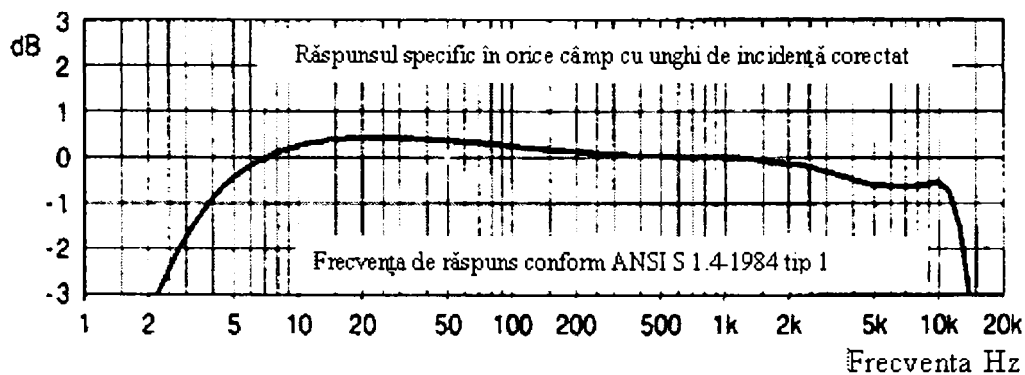


Fig. 5.3. Răspuns specific corectat

Incertitudinea datorată aparaturii este dată în tabelul 5.6 pentru un nivel de incertitudine (nivel de încredere 90%) specific fiecărei clase de sonometre.

Tabelul 5.6

Sonometru conform CEI 651	Clasa 1	Clasă 2	Clasă 3
Sonometru integrator conform CEI 804	Clasa 1	Clasă 2	Clasă 3
Calibrator CEI 942	Clasa 0	Clasă 1	Clasă 2
Incertitudinea u_i	neglijabilă	1 dB	1,5 dB

Pentru măsurătorile efectuate a fost utilizat un sonometru de tip integrator clasa 1 conform normelor stabilite de CEI 60651 și prescripțiilor CEI 60804, respectiv un calibrator clasa 0 conform CEI 60942. Nivelul de incertitudine rezultat este neglijabil astfel încât eroarea generată de aparatura utilizată nu afectează rezultatele obișnuite.

Caracteristicile tehnice ale microfonului de la sonometru integrator.

Tabelul 5.7

Caracteristica	model BK 49361
Acuratețe	clasa 1
Polarizare	directă
Diametru [cm]	1,27
Caracteristica de răspuns	câmp liber
Răspunsul frecvenței (± 2 dB)	8 Hz – 20 kHz
Sensibilitate (dBV) ^c	-28
Sensibilitate (mV)	40
Zgomotul dB (1kHz a treime de octavă)	0
Zgomotul dBA	22
Zgomotul dBC	31
Zgomotul dBZ	35
Zgomotul dBF	40
Microfon tip	27
Răspuns în impulsuri [dB]	142
Capacitatea nominală [pf]	12

Microfon capacitiv model BK49361 prepolarizat intern prin folosirea unui electret are sarcina produsă de un dielectric cu polarizare directă. Dielectricul este amplasat pe armătura fixă a condensatorului iar armătura mobilă este membrana microfonului.

Sonometru integrator SoundPro SE Sound Level Meter, clasa 1

Instrumentul de măsură Sound Pro SE/DL este capabil să analizeze nivelul de zgomot în toate benzile de măsură. Pentru sistemele de măsură echipate cu filtre se poate efectua analiza sunetelor în octave sau în treimi de octavă. Codificarea pentru identificarea sistemelor de măsură este realizată astfel:

- SLM măsurare în bandă
- 1/1 măsurare cu filtru de octavă
- 1/3 măsurare cu filtru pentru treime de octavă

În meniul de bază pot fi selectate mai multe opțiuni în funcție de natura zgomotelor măsurate, domeniul de măsură, precizia impusă, durata determinărilor

Sistemul de măsurare impune alegerea domeniului la setarea inițială a sonometrului. Sunt disponibile cinci opțiuni de măsurare:

SPL (L_) - nivel presiune acustică (sound pressure level)

SPL (L_eq) - nivel presiune acustică echivalentă (sound pressure level equivalent)

SPL (L_Pk) - nivel presiune acustică de vârf (sound pressure level peak)

SPL (L_Mx) - nivel presiune acustică (sound pressure level maxim)

SPL (L_Mn) - nivel presiune acustică (sound pressure level minim)

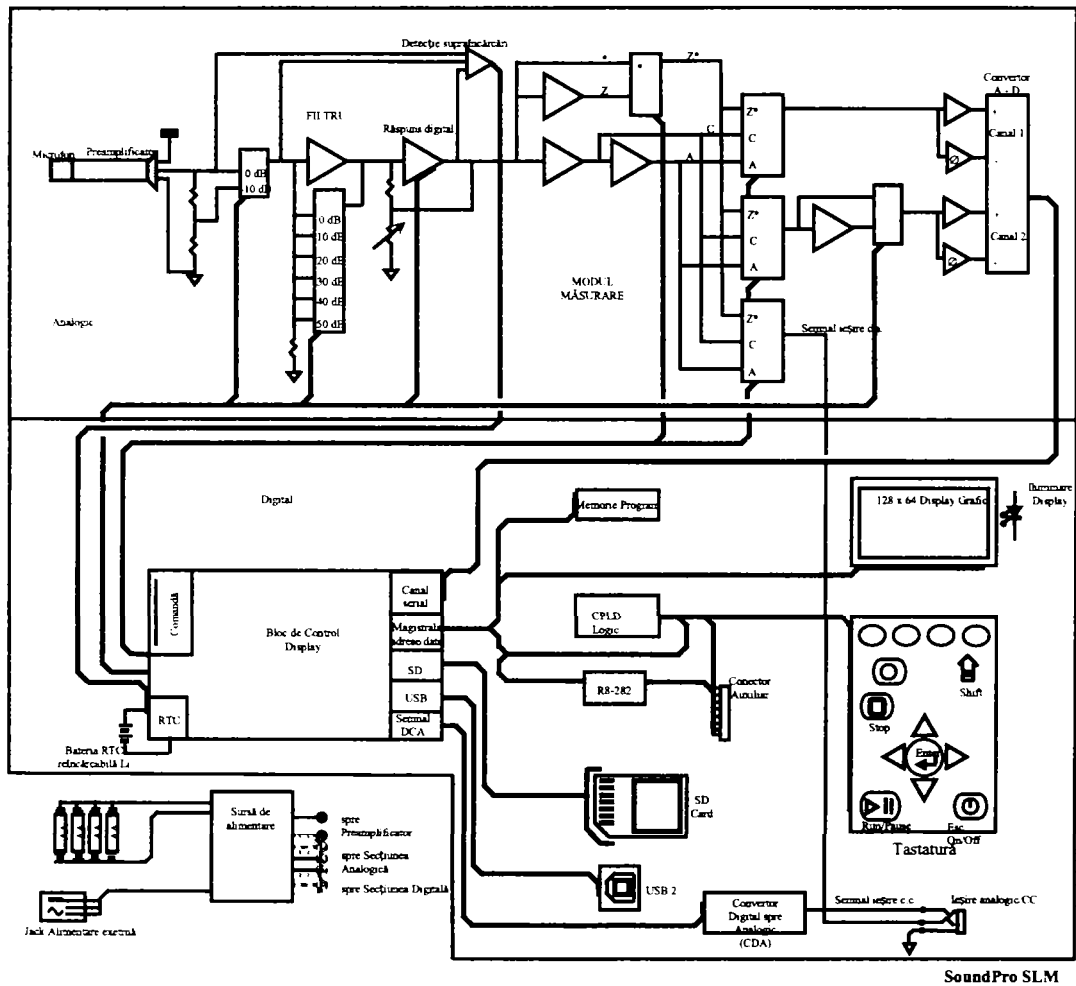


Fig. 5.4. Schema bloc a sonometrului

Setări pentru sistemul de măsurare:

- a) Timp de răspuns
 - F [Fast] timp de răspuns rapid
 - S [Slow] timp de răspuns lent
 - I [Impulse] răspuns în impulsuri
- b) Curbe de ponderare
 - [A] măsurare cu ponderare după curba A
 - [C] măsurare cu ponderare după curba C
 - [Z] măsurare cu ponderare după curba Z
 - [F] măsurare cu ponderare după curba F

Pentru efectuarea măsurătorilor în domeniul transporturilor feroviare se utilizează curba de ponderare A. Această metodă este utilizată conform normelor Standardul SR EN ISO 3095 și SR EN ISO 3381. Caracteristicile curbelor de ponderare sunt prezentate în graficul din figura 5.5.

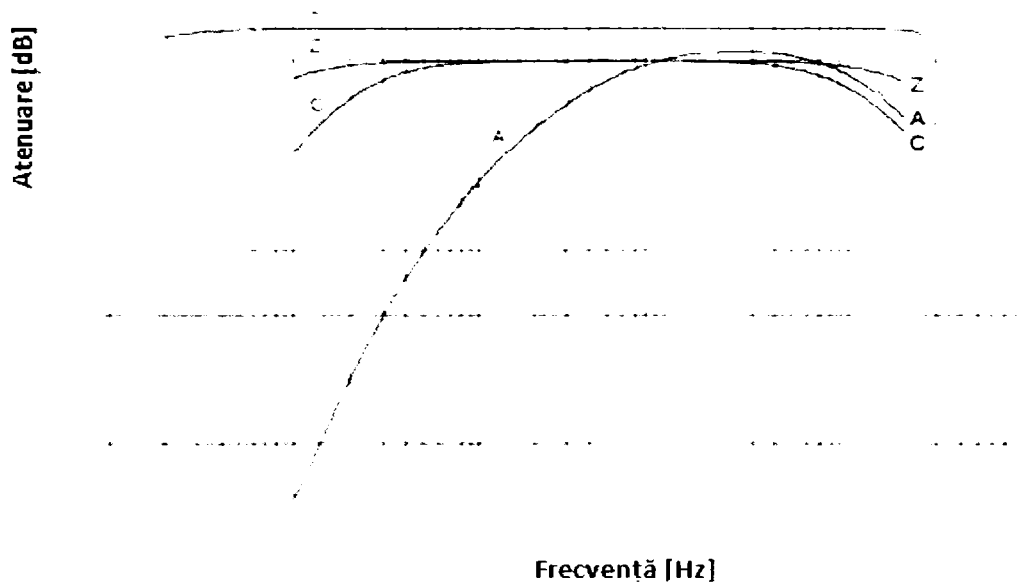


Fig. 5.5 Curbe de ponderare

5.3. Determinarea caracteristicilor acustice în laborator

Verificarea experimentală a indicilor de atenuare se realizează în laborator în camere speciale anecoide. Pereții sunt din materiale absorbante care au rol de a diminua la maxim energia câmpului acustic reverberant. În spațiul unde se găsește sursa de sunet va exista numai un câmp acustic direct care se va propaga spre proba de material supusă studiului. În figura 5.6 este prezentată schema unei camere anecoide.

Pereții celor două incinte au fost tratați fonice pentru a nu exista reflexii.

În camera de emisie au fost amplasate trei difuzoare conectate la un generator de semnale și comandat de o unitate centrală. Sunt generate diferite sunete de frecvențe diferite: 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; și 8000 Hz. Acest spectru se analizează pentru a se determina caracteristicile de absorbție a materialelor supuse probelor.

În cadrul analizelor de laborator au fost utilizate următoarele materiale:

- table de oțel de grosimi cuprinde între 1,5 – 5 mm
- placaje de diferite densități și grosimi
- mase plastice
- pâslă
- burete

În interiorul celor două incinte se găsesc microfoanele pentru măsurarea presiunii acustice în camera de emisie, respectiv în camera de recepție. Înregistrarea se face cu ajutorul a două sonometre integratoare, având clasa de precizie 1. Generatorul de frecvență emite sunete din spectrul frecvențelor măsurate

în exploatare la calea ferată. Prelucrarea datelor se realizează pe un calculator cu soft specific integrat care permite prelucrarea datelor achiziționate.

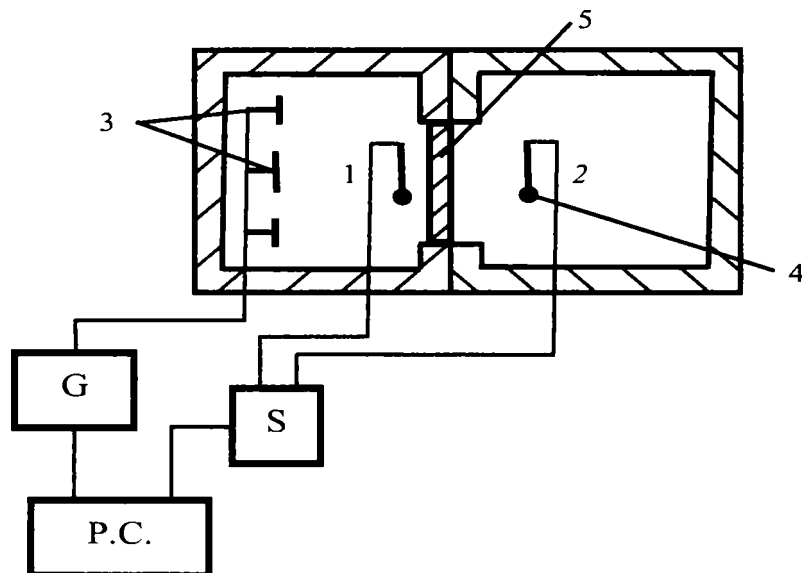


Fig. 5.6. Incintă acustică
 1 - cameră de emisie 2 - cameră de recepție
 3 - difuzoare 4 - microfon 5 - probă material
 S - sonometru G - generator P.C. - computer

Câmpurile acustice măsurate permit evaluarea presiunilor acustice de o parte și de alta a ecranelor testate. Diferența între nivelul presiunii acustice din camera de emisie și presiunea din camera de recepție reprezintă valoarea atenuării dată de structura ecranului.

Se utilizează materiale pentru construcția vehiculelor feroviare la care se calculează indicii de atenuare pentru diverse configurații de montaj. Ecranele testate sunt cu structură simplă sau dublă.

În figura 5.7 este redată dependența între indicii de atenuare și frecvență pentru panouri de izolare din materiale lemnoase. Determinările pe stand au fost realizate pe ecrane simple, respectiv ecrane tratate antifonic.

Curba (1) reprezintă curba teoretică calculată pentru un ecran simplu din placaj de lemn iar curba (2), redă valorile obținute analitic pentru un ecran dublu din lemn. În acest caz atenuarea este mai mare datorită indicilor individuali a celor două ecrane care sunt montate în paralel cu un anumit interstițiu de aer între ele.

Curba (3) reprezintă valorile obținute în urma măsurărilor efectuate pe stand pentru ecranul netratat fonic.

Pentru creșterea indicelui de atenuare pe suprafața structurii de probă a fost aplicat un strat suplimentar de pâslă, cu grosimea de 35 mm. Atenuarea în acest caz este maximă pentru intervalul de frecvențe cuprins între 2000 - 4000 Hz, curba (4).

Pentru calculul capacității de izolare fonică la structura internă a vagoanelor de la pereți respectiv podea, în camera anecoidă se montează un ecran din placaj având aplicat un strat de vată minerală cu o grosime de 50 mm, curba (5). Pe

domeniul de frecvențe 1000 Hz – 5000 Hz se obține o atenuare superioară comparativ cu cea de la ecranul simplu netratat antifonic.

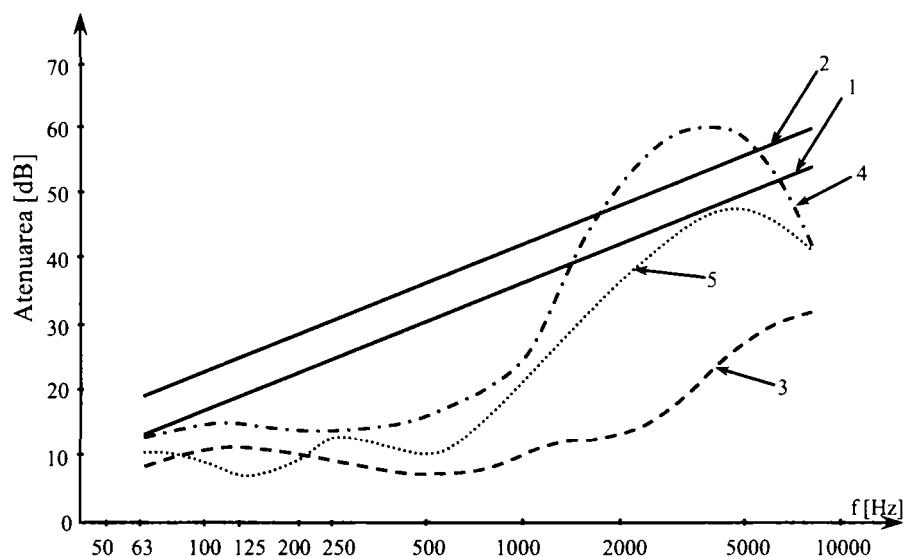


Fig. 5.7. Indicele de atenuare la placaj

- 1 – ecran simplu teoretic 2 – ecran dublu teoretic 3 – experimental
4 – lemn cu pâslă 5 – lemn cu vată minerală

În figura 5.8 se prezintă curbele de atenuare obținute pentru o placă metalică cu grosimea de 1,5 mm simplă sau acoperită cu diferite straturi cu proprietăți fonoabsorbante.

Curba (1) reprezintă atenuarea calculată analitic pentru cazul ecranului de tablă netratat fonic. Curba (2) obținută pe cale experimentală indică gradul de atenuare al ecranului montat în camera anecoidă.

Curba (3) indicele de atenuare pentru o placă metalică pe care a fost aplicat un strat de vopsea cu proprietăți antifonice cu o grosime de 0,5 mm. În urma tratamentului aplicat a rezultat o creștere a indicelui de atenuare cu o valoare de 3 - 6 dB.

Curba (4) reprezintă indicele de atenuare în cazul acoperirii ecranului metalic cu spumă de poliuretan având grosimea de 30 mm. Rezultă un grad superior de atenuare pentru domeniul de frecvențe din domeniul 125 - 250 Hz și respectiv 2000 Hz - 5000 Hz.

La toate determinările din laborator au fost studiate calitățile absorbante ale materialelor de probă astfel încât să poată fi elaborate noi structuri de izolare fonică. Modelarea unor structuri eficiente necesită adaptarea la noile reglementări din domeniul transporturilor care impun norme severe în privința nivelului de protecție.

Concluzie:

În urma studierii în laborator a unor materiale care se utilizează în structurile de protecție fonică s-a demonstrat ca în majoritatea cazurilor rezultatele experimentale nu sunt identice cu cele teoretice. La efectuarea calculului analitic s-a luat în considerare numai propagarea directă a undelor prin ecranele testate fără a se considera efectul de piston rigid, efectul de margine sau efectul de coincidență.

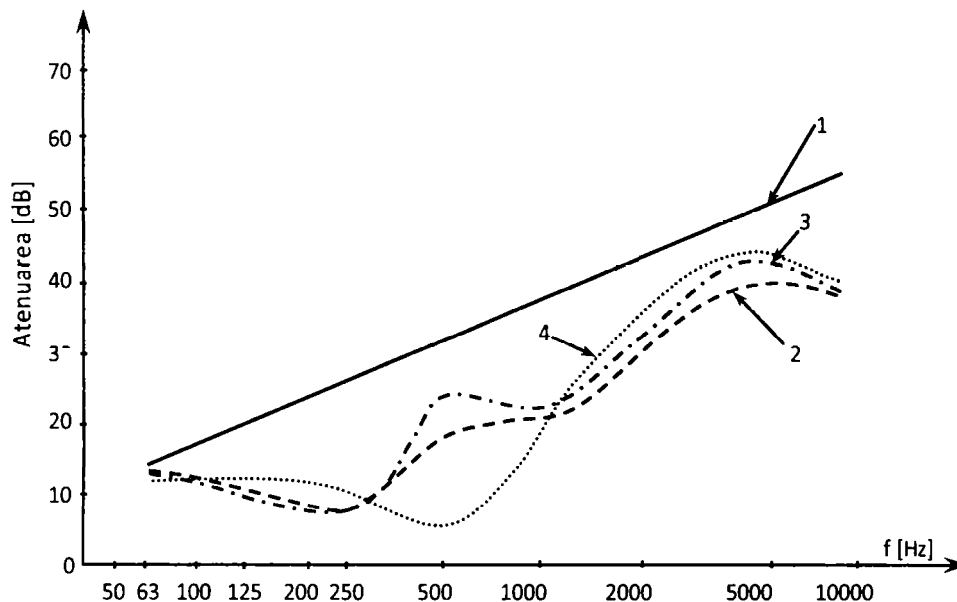


Fig. 5.8. Indicele de atenuare la oțel
 1 – teoretic 2 – experimental
 3 – vopsea antifonică 4 – vată minerală

Pentru orice ecran de protecție montat pe un vehicul feroviar se va avea în vedere suplimentarea izolației fonice în zonele de îmbinare, locul unde indicele de atenuare are valori mai reduse.

Testele efectuate în laborator au demonstrat că pentru construcția structurilor de la vehiculele feroviare se impune alegerea unor materiale cu proprietăți fonoabsorbante ridicate pentru a se putea realiza un confort corespunzător în interiorul vehiculelor feroviare dar și o protecție fonică eficientă a mediul exterior față de sursele de zgomot.

5.4. Măsurători în trafic feroviar

5.4.1. Măsurători pe vehicule motoare

Conform Standardului SR EN ISO 3381 măsurătorile în cabina mecanicului au fost realizate în următoarele condiții:

- înălțimea de amplasare a microfonului 1,2 m de nivelul podelei;
- poziționarea pe axa transversală a scaunului mecanicului;
- toate ușile și ferestrele închise.

Conform Standardului SR EN ISO 3095 au fost impuse următoarele condiții pentru calea ferată:

- cale ferată cu prismă de balast;
- traverse din lemn sau beton precomprimat;
- cale uscată și dezghețată;
- declivități maxime de 3:1000;
- raze de curbă: $r \geq 3000$ m pentru $70 < v \leq 120$ km/h

Locomotivă electrică tip EA 5100 kW
Secția de circulație: Timișoara Nord - Caransebeș;
Spațiu: sala mașinilor;
Moment măsurare: în staționare.

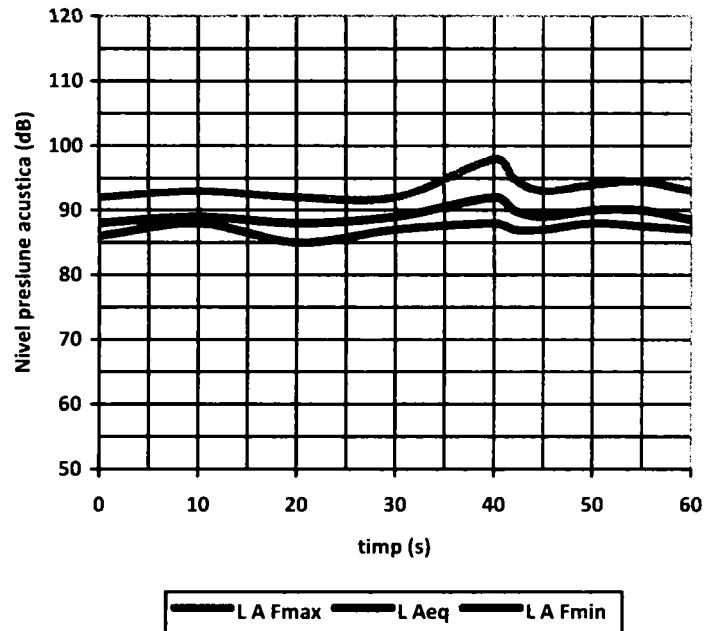


Fig. 5.9. Nivel zgomot sala mașinilor

Tabel 5.8

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
88	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.012	0.037	0.085	0.171	0.305
89	0.598	1.001	1.672	2.478	3.271	3.186	4.004	4.626	4.565	4.260	29.663
90	3.821	2.722	1.660	1.282	0.708	0.464	0.244	0.244	0.244	0.244	11.633
91	0.293	0.452	0.256	0.183	0.122	0.171	0.208	0.476	0.378	0.488	3.027
92	0.439	0.391	0.537	0.317	0.171	0.183	0.232	0.085	0.159	0.085	2.600
93	0.049	0.073	0.122	0.208	0.586	0.513	0.439	0.378	0.525	0.378	3.271
94	0.244	0.342	0.415	0.806	1.184	2.515	4.395	6.506	8.411	8.374	33.191
95	6.860	4.907	2.441	1.135	0.439	0.195	0.024	0.000	0.000	0.012	16.016
96	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.000	0.024
97	0.012	0.000	0.000	0.012	0.012	0.000	0.000	0.000	0.012	0.000	0.049
98	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.012	0.037
99	0.000	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.024
100	0.012	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.000	0.037
101	0.012	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.012	0.000	0.012	0.012	0.061
102	0.012	0.012	0.000	0.000	0.012	0.024	0.000	0.000	0.000	0.000	0.061

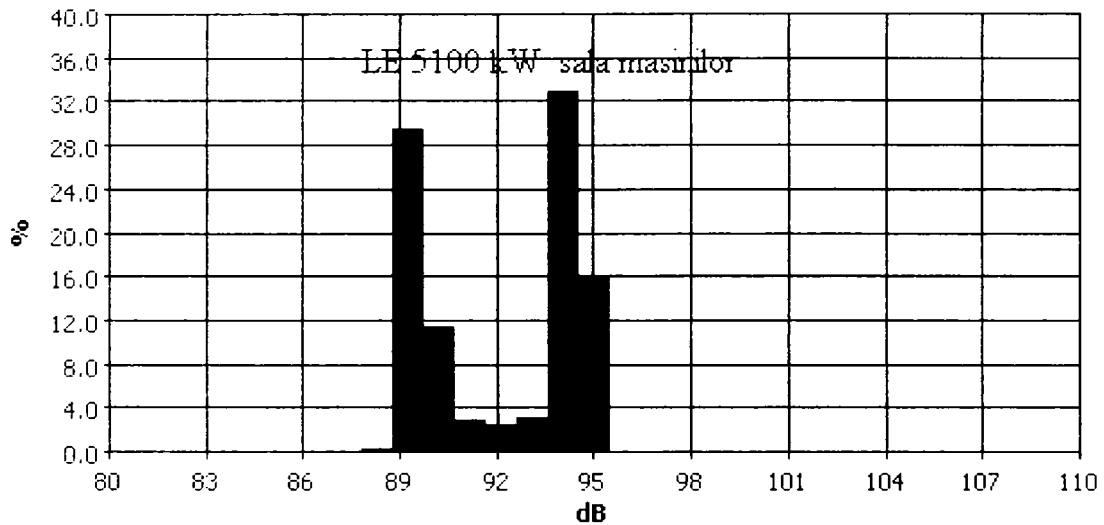


Fig. 5.10. Nivel zgomot statistic

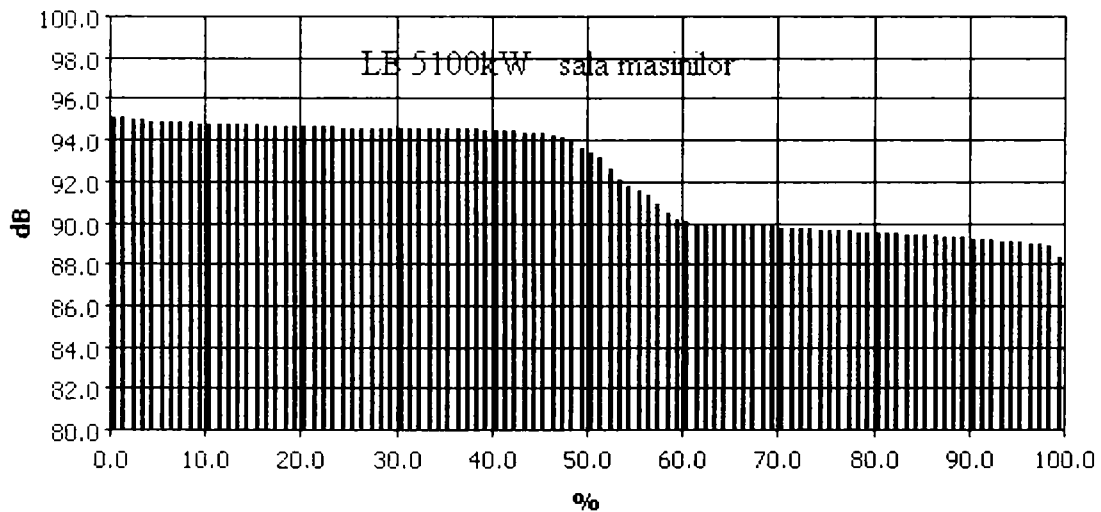


Fig. 5.11. Excedent nivel zgomot

Din figura 5.10 rezultă că pentru locomotiva LE 5100 kW nivelul presiunii acustice în sala mașinilor atinge valori foarte mari, peste 102 dB(A) maximul înregistrat fiind LPk 118 dB. Din aceste considerente este necesară îmbunătățirea izolației fonice la pereții despărțitori, astfel încât în cabina de conducere nivelul de zgomot să se încadreze în limitele admise.

Locomotivă electrică tip EA 5100 kW;
Spațiu: cabină post conducere;
Moment măsurare: în mers, $v = 80$ km/h.

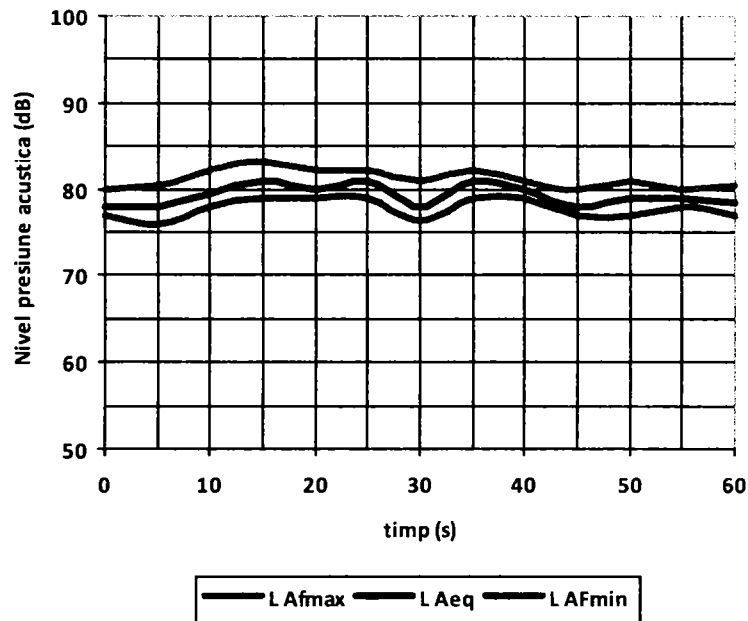


Fig. 5.12 Nivel zgomot cabină LE

Tabelul 5.9

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
75	0.024	0.012	0.060	0.084	0.156	0.216	0.252	0.288	0.397	0.505	1.995
76	0.481	0.769	0.757	0.613	0.661	0.709	0.721	0.986	0.781	0.793	7.272
77	0.745	0.673	0.625	0.589	0.829	0.853	0.950	1.058	1.070	1.034	8.425
78	0.865	0.817	0.829	0.986	0.805	0.721	0.853	0.625	0.793	0.625	7.921
79	0.577	0.625	0.721	0.469	0.577	0.733	0.733	0.865	0.865	0.769	6.935
80	1.322	1.298	1.334	1.238	1.418	1.550	1.803	1.899	1.983	1.875	15.721
81	2.055	2.175	2.644	2.728	2.704	2.644	2.752	2.368	2.572	2.476	25.120
82	2.512	2.428	2.464	2.115	1.731	1.599	1.671	1.370	1.202	1.082	18.173
83	0.625	0.805	0.589	0.769	0.577	0.541	0.397	0.445	0.228	0.240	5.216
84	0.252	0.252	0.276	0.204	0.180	0.180	0.156	0.144	0.216	0.060	1.923
85	0.096	0.072	0.048	0.084	0.048	0.084	0.048	0.036	0.036	0.024	0.577
86	0.060	0.024	0.012	0.012	0.012	0.012	0.000	0.024	0.000	0.012	0.168
87	0.000	0.012	0.000	0.012	0.012	0.012	0.012	0.000	0.024	0.012	0.096
88	0.000	0.000	0.036	0.000	0.012	0.000	0.012	0.012	0.000	0.000	0.072
89	0.000	0.000	0.024	0.000	0.012	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.048
90	0.000	0.012	0.012	0.000	0.012	0.000	0.012	0.000	0.012	0.012	0.072
91	0.000	0.012	0.024	0.012	0.024	0.000	0.024	0.024	0.000	0.012	0.132
92	0.000	0.012	0.012	0.012	0.012	0.000	0.012	0.012	0.012	0.012	0.096
93	0.000	0.036	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.036

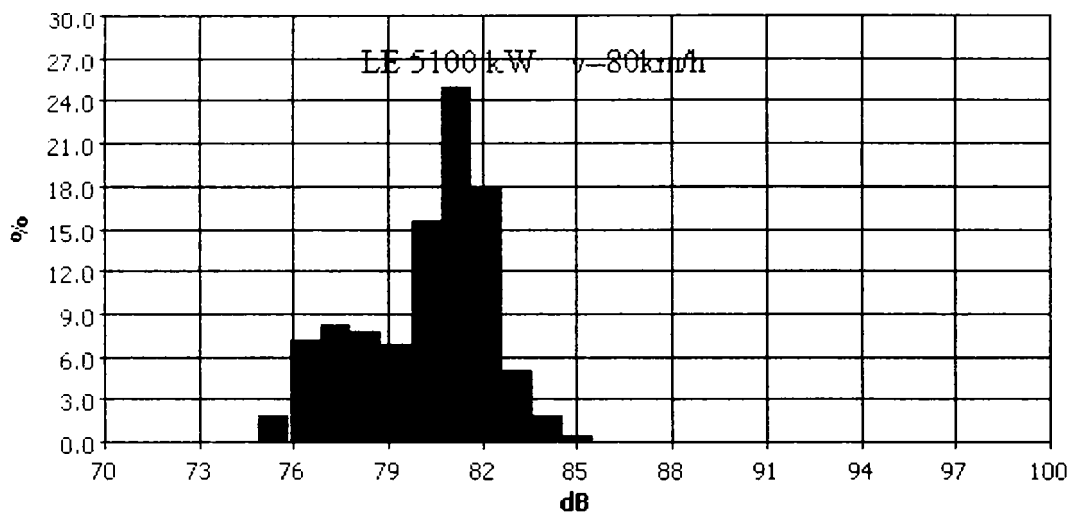


Fig. 5.13. Nivel zgomot statistic

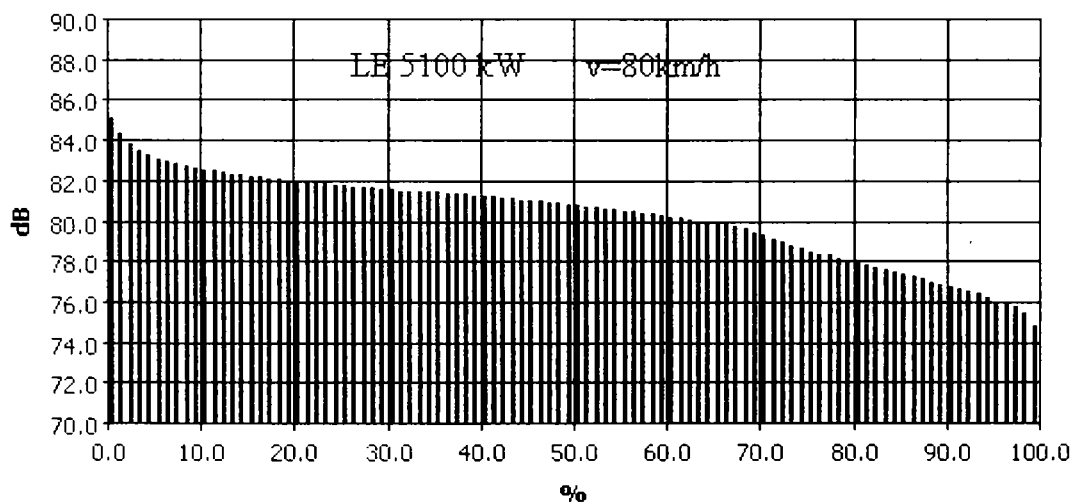


Fig. 5.14 Excedent nivel zgomot

Locomotivă electrică tip EA 5100 kW;
Spațiu: cabină post conducere;
Moment măsurare: în mers, $v = 120$ km/h.

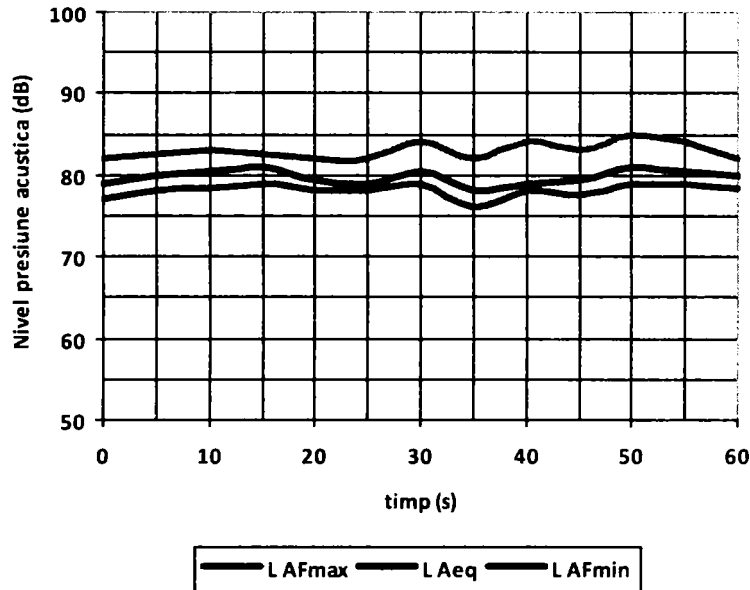


Fig. 5.15. Nivel zgomot cabină LE

Tabelul 5.10

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
74	0	0	0	0	0.0284	0.0189	0.0189	0.0284	0.0095	0.0473	0.1515
75	0.0095	0.0663	0.0852	0.0663	0.0663	0.1136	0.1231	0.161	0.1894	0.2936	1.1742
76	0.3977	0.4356	0.5398	0.5682	0.6345	0.6061	0.6629	0.6913	0.8428	0.6534	6.0322
77	0.7955	0.7008	0.7955	0.8807	0.928	0.9564	0.8712	0.7386	0.7955	1.0606	8.5227
78	1.0133	1.1269	0.8239	0.7955	1.0322	1.1553	1.0795	0.9091	0.8428	0.9943	9.7727
79	1.0795	0.8239	0.8996	0.6629	0.7008	0.9848	0.7765	0.8902	0.8617	0.8902	8.5701
80	0.9754	1.089	0.947	1.2027	1.1742	1.4205	1.6098	2.0549	1.8655	1.8087	14.148
81	1.8087	2.0549	1.8371	2.3769	2.4527	2.2822	1.9223	1.6761	1.733	1.7992	19.943
82	1.9318	1.7992	2.017	1.411	1.0701	1.2405	1.4867	1.0985	1.411	1.3447	14.811
83	1.5057	1.2121	1.25	1.0606	1.0701	1.1553	1.108	0.8523	0.767	0.6723	10.653
84	0.5682	0.5398	0.6534	0.4735	0.4735	0.3977	0.4072	0.3314	0.2557	0.1042	4.2045
85	0.1326	0.0947	0.0852	0.0947	0.0758	0.0568	0.0852	0.0379	0.0852	0.0379	0.786
86	0.0095	0.0284	0.0284	0	0.0189	0.0284	0.0095	0.0095	0.0284	0	0.161
87	0	0	0.0189	0	0.0095	0.0189	0.0095	0	0	0.0284	0.0852
88	0	0	0.0189	0.0189	0	0.0095	0	0.0284	0.0095	0	0.0852
89	0	0.0095	0.0284	0	0	0.0095	0	0.0189	0	0	0.0663
90	0.0189	0	0.0095	0.0284	0	0.0095	0.0189	0	0.0189	0.0189	0.1231
91	0	0.0095	0.0284	0	0.0095	0.0189	0.0095	0.0095	0.0284	0	0.1136
92	0.0284	0.0284	0.0095	0.0568	0.0189	0.0189	0.0095	0	0	0.0095	0.1799
93	0.0095	0.0284	0.0284	0.0189	0.0758	0.1042	0.0568	0.0379	0.0095	0.0189	0.3883
94	0.0189	0.0095	0	0	0	0	0	0	0	0	0.0284

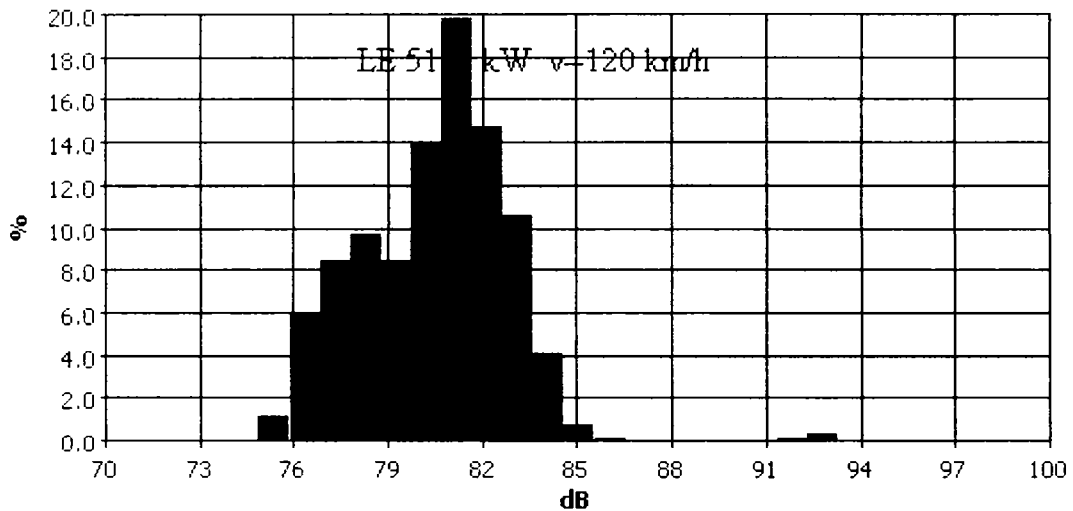


Fig. 5.16. Nivel zgomot statistic

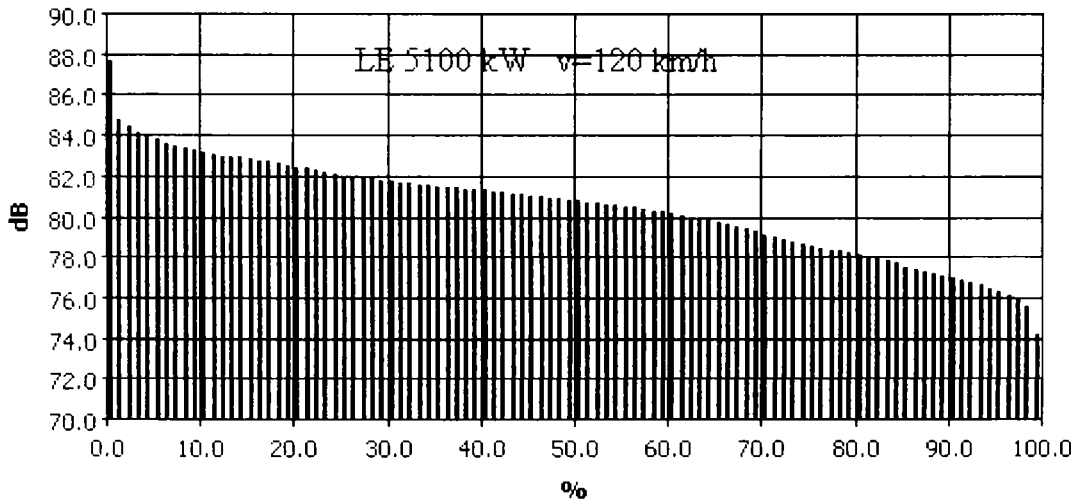


Fig. 5.17. Excedent nivel zgomot

În cele două situații prezentate anterior au fost efectuate măsurători la viteza standard de 80 km/h și la viteza maximă constructivă pentru acest tip de locomotivă de 120 km/h. În ambele cazuri nivelul de zgomot din cabină a depășit cu 10 - 12 dB valoarea acceptată de standardul în vigoare.

S-a demonstrat că există o deficiență de izolare acustică față de transmisia pe cale aeriană a zgomotelor spre interiorul cabinei comparativ cu transmisia pe cale solidă care nu influențează semnificativ nivelul radiației acustice.

Locomotivă diesel hidraulică tip LDH modernizată 1000 kW;
Secția de circulație: Timișoara Nord – Radna;
Spațiu: cabină post conducere;
Moment măsurare: în mers, $v = 80$ km/h.

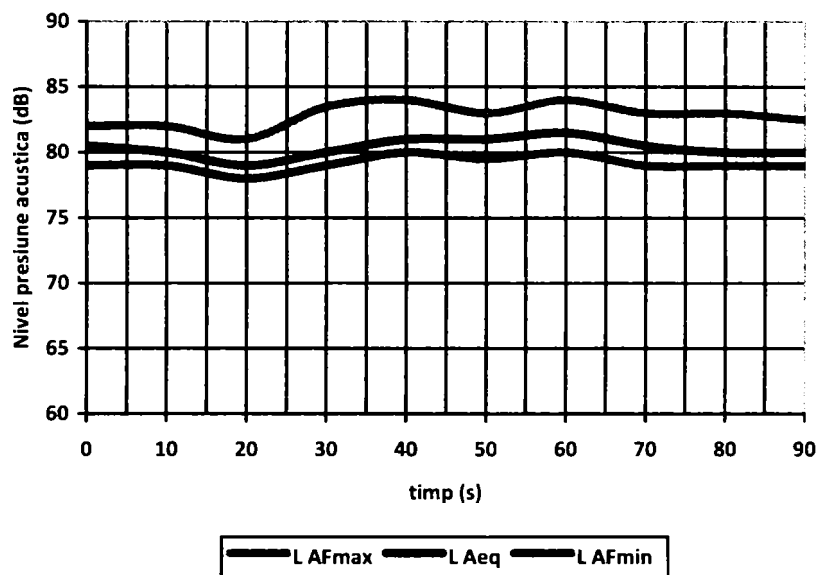


Fig. 5.18. Nivel zgomot cabină LDH 1000 kW

Tabelul 5.11

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
77	0	0	0	0	0	0	0	0.051	0.0679	0.1189	0.2378
78	0.1359	0.2208	0.1359	0.3057	0.2378	0.4925	0.5774	0.6284	0.7982	1.002	4.5346
79	0.8152	0.9511	1.1719	0.7473	0.6454	0.4416	0.4925	0.4755	0.6284	0.4586	6.8274
80	0.3736	0.2378	0.1359	0.2208	0.1189	0.2208	0.1529	0.1868	0.4246	0.4246	2.4966
81	0.8832	1.2398	1.6474	2.089	3.108	3.0061	2.7344	2.9382	3.5326	3.4986	24.677
82	4.4158	4.3308	4.3478	3.3967	2.5136	2.6155	2.2928	2.1569	1.9701	1.8852	29.925
83	1.2568	1.5115	1.5625	1.4776	1.1379	0.9511	0.7643	0.6793	0.7982	0.7982	10.938
84	0.9681	0.8152	0.6793	0.7982	1.1719	1.6474	1.8512	2.072	1.5115	1.6474	13.162
85	1.2228	0.9171	0.8322	0.6114	0.3397	0.3906	0.2208	0.1529	0.051	0.0849	4.8234
86	0.051	0.017	0	0	0.017	0	0.017	0.017	0	0	0.1189
87	0.017	0	0	0.017	0	0	0.017	0	0	0.017	0.0679
88	0	0.034	0	0	0.017	0	0	0	0.034	0	0.0849
89	0	0	0.017	0	0	0	0.017	0	0	0	0.034
90	0.017	0	0.017	0	0	0.017	0	0	0	0.051	0.1019
91	0.051	0.017	0.034	0.034	0.051	0	0.017	0.051	0.017	0.051	0.3227
92	0	0.017	0	0.034	0.1189	0.051	0.1529	0.1189	0.1019	0.0849	0.6793
93	0.1698	0.1529	0.051	0.0679	0.051	0.051	0.034	0.051	0.034	0.0679	0.7303
94	0.051	0	0.034	0	0	0.017	0.017	0.051	0.034	0	0.2038
95	0.017	0.017	0	0	0	0	0	0	0	0	0.034

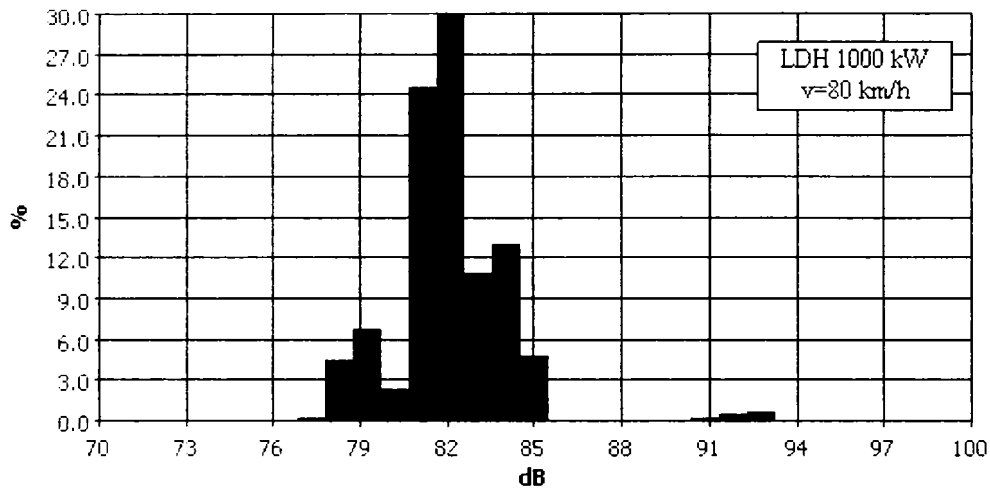


Fig. 5.19. Nivel zgomot statistic

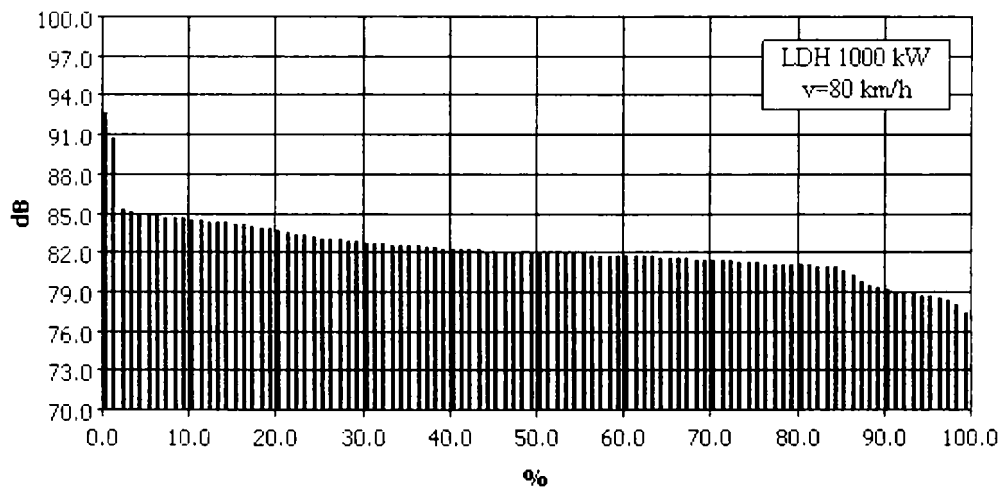


Fig. 5.20. Excedent nivel zgomot

În cazul locomotivei diesel hidraulice modernizate s-a constatat o micșorare a nivelului de zgomot în cabină datorită unei izolări îmbunătățite față de seria anterioară de locomotive. Au fost adoptate sisteme noi de prindere elastică a motorului diesel și a generatorului electric dar și montarea de geamuri duble pentru toate suprafețele vitrate. La viteze de până la 80 km/h s-a evidențiat faptul că nivelul admis a fost depășit cu 3 -7 dB, situație care nu impune reducerea perioadei de expunere la zgomote.

Locomotivă diesel hidraulică tip LDH 1250 CP
Secția de circulație: Timișoara Nord – Jimbolia;
Spațiu: cabină post conducere;
Moment măsurare: în mers, $v = 80$ km/h.

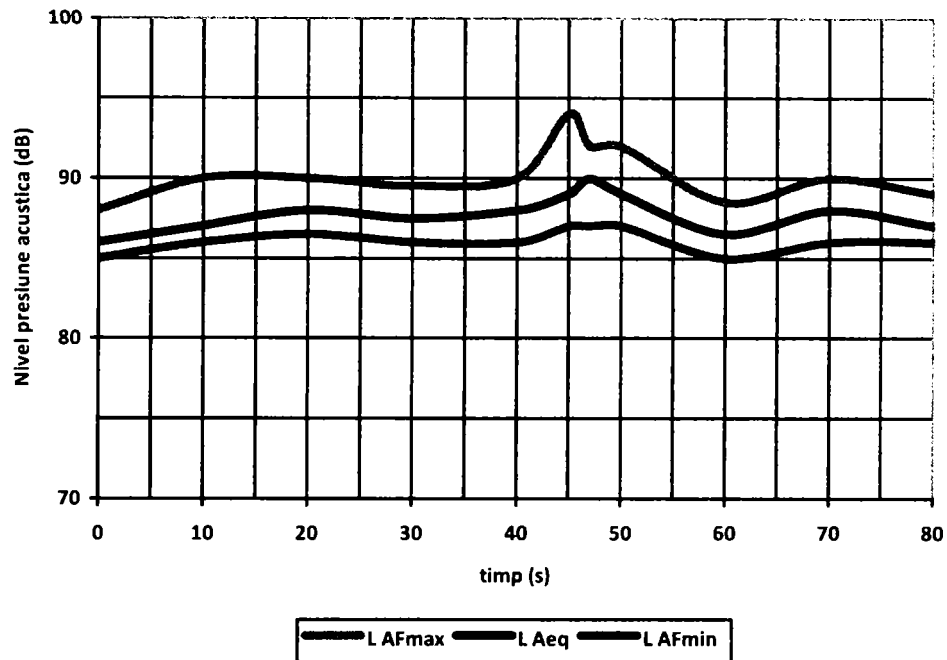


Fig. 5.21. Nivel zgomot cabină LDH 1250 CP

Tabelul 5.12

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
86	0	0	0	0.0166	0.0332	0.0665	0.266	0.5319	0.7813	1.3132	3.0086
87	1.4794	2.0778	1.9614	2.2606	3.2414	4.3218	5.1695	5.6516	6.7487	6.1503	39.063
88	6.6656	6.8484	6.6323	6.0173	3.2912	3.125	2.7427	2.2108	1.8783	0.9641	40.376
89	0.6815	0.6649	0.4987	0.3989	0.3823	0.3823	0.2327	0.1995	0.3158	0.2493	4.006
90	0.3324	0.2826	0.133	0.133	0.1828	0.1828	0.133	0.133	0.1496	0.1496	1.8118
91	0.0665	0.133	0.133	0.2161	0.0665	0.0831	0.0831	0.0997	0.1828	0.1496	1.2134
92	0.0997	0.1995	0.1164	0.133	0.0997	0.1662	0.0997	0.0499	0.266	0.1828	1.4129
93	0.0997	0.1662	0.0166	0.1164	0.0831	0.0997	0.1496	0.0831	0.1496	0.0499	1.014
94	0.133	0.2992	0.3657	0.3491	0.1995	0.4156	0.5153	0.5652	0.3491	0.3158	3.5073
95	0.4156	0.4987	0.4322	0.1662	0.2826	0.2161	0.1496	0.1164	0.0831	0.1828	2.5432
96	0.0997	0.1496	0.2161	0.1164	0.1164	0.1828	0.133	0.0665	0.1828	0.0831	1.3464
97	0.0665	0.0997	0.1164	0.0831	0.0332	0.133	0.0499	0.0332	0.0166	0.0665	0.6981

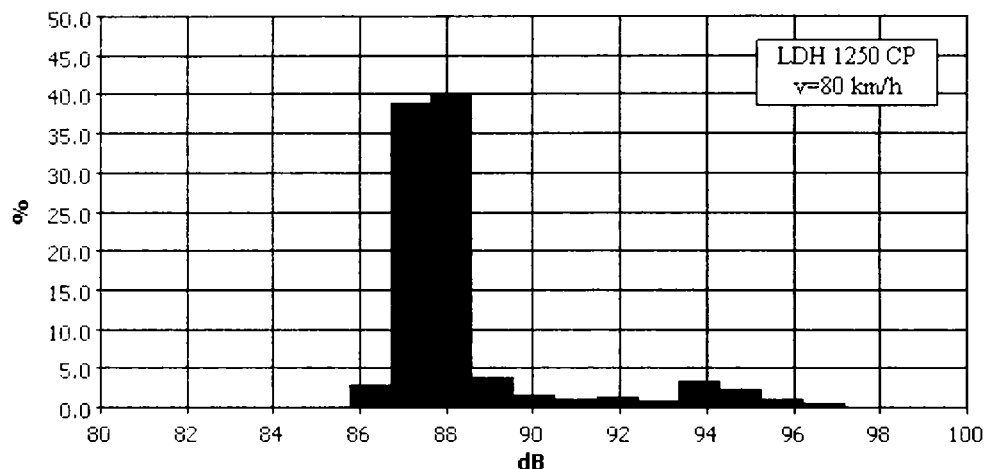


Fig. 5.22. Nivel zgomot statistic

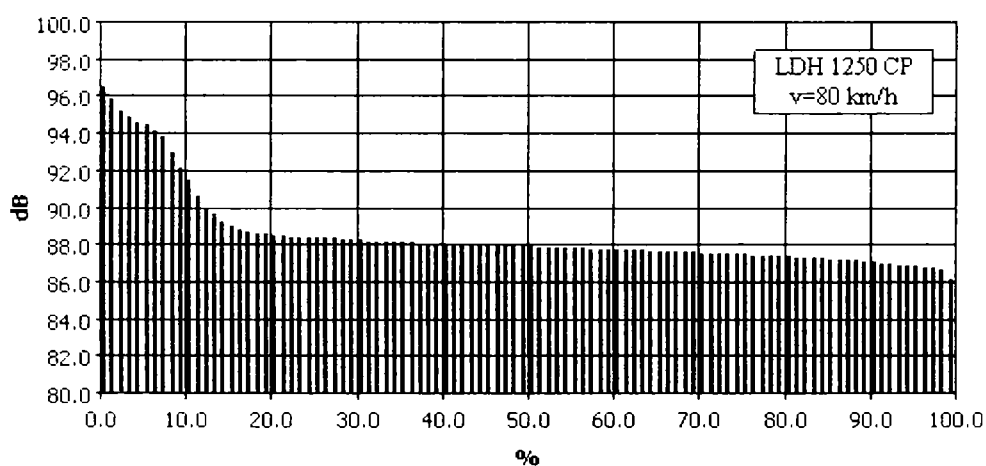


Fig. 5.23. Excedent nivel zgomot

La locomotiva LDH 1250 CP s-a pus în evidență nivelul de poluare fonică, mult peste limita admisă pe tot intervalul de măsurare. Acest fapt se datorează amplasării cabinei deasupra transmisiei hidraulice și a unei izolări acustice deficitare. Se impune modernizarea acestei serii de locomotive în cadrul reparațiilor generale sau trecerea sa pentru serviciul de manevră.

În conformitate cu standardul SR EN ISO 3095, măsurarea nivelului de zgomot la vehiculele feroviare care staționează a fost realizată în următoarele condiții:

- microfon amplasat perpendicular pe calea ferată la o distanță de 7,5 m față de axa căii la o înălțime de $1,2 \pm 0,2$ m sau la 25 m de axa căii ferate;
- timpul minim de măsurare este $t = 20$ s, în mod excepțional $t = 5$ s.

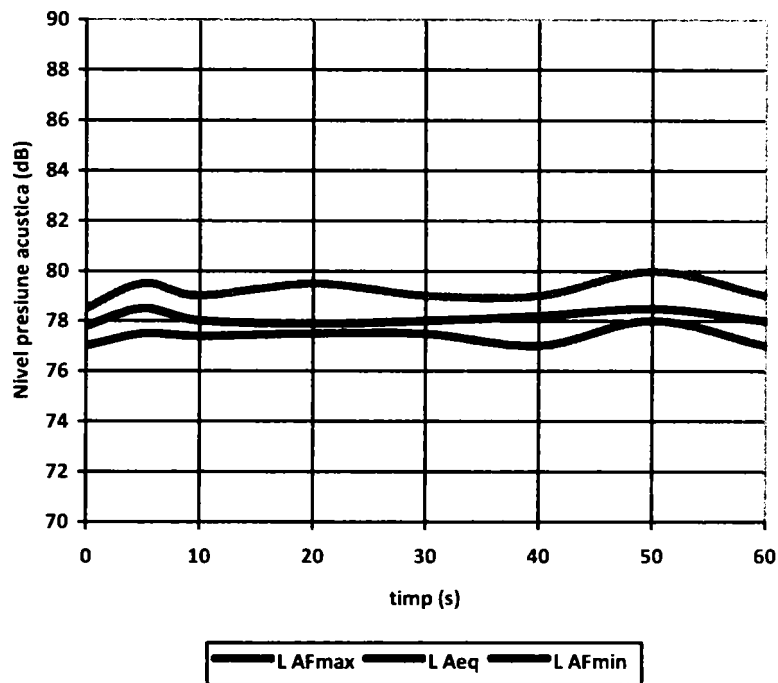
LDH 1250 CP**Secția de circulație: Timișoara Nord - Jimbolia****Spațiu: peron stație la 7,5 m de axa căii ferate, perpendicular pe locomotivă****Moment măsurare: staționare**

Fig. 5.24. Nivel zgomot cabină LDH 1250 CP

Tabelul 5.13

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
77	0.000	0.000	0.026	0.051	0.026	0.102	0.154	0.435	0.922	1.511	3.227
78	2.792	3.023	4.252	4.867	5.763	5.840	7.070	6.916	7.838	7.249	55.610
79	7.249	7.351	5.968	3.919	3.407	2.971	2.536	2.485	1.819	1.101	38.806
80	0.999	0.487	0.512	0.205	0.026	0.077	0.051	0.000	0.000	0.000	2.357
81	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

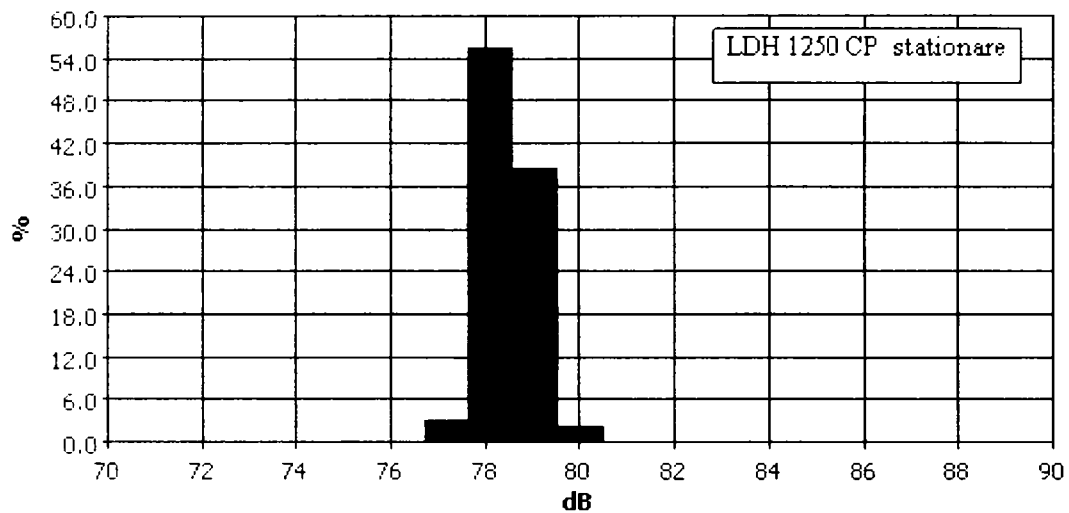


Fig. 5.25. Nivel zgomot statistic

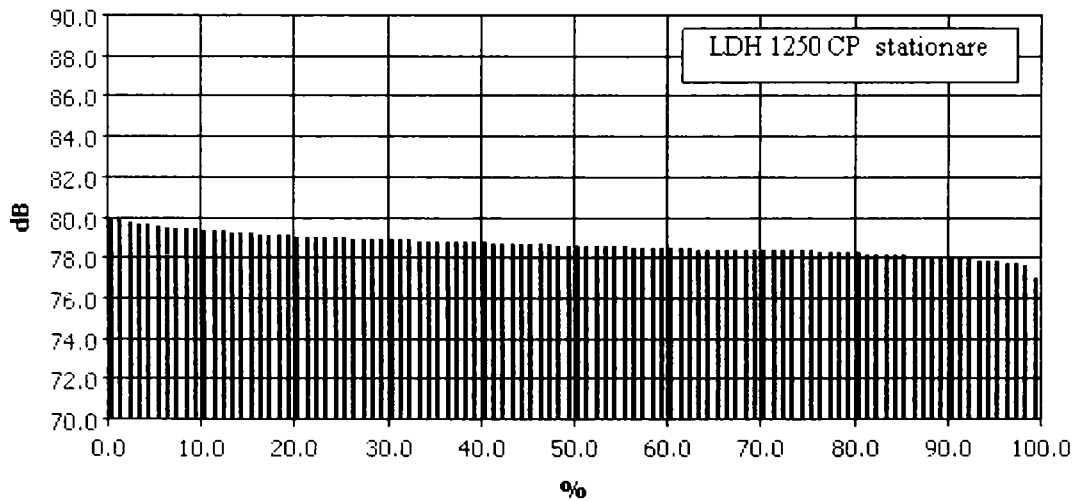


Fig. 5.26. Excedent nivel zgomot

Locomotivă diesel electrică tip LDE EGM 621
Secția de circulație: Timișoara Nord - Lugoj - Iliia;
Spațiu: cabină post conducere;
Moment măsurare: mers, $v = 80$ km/h.

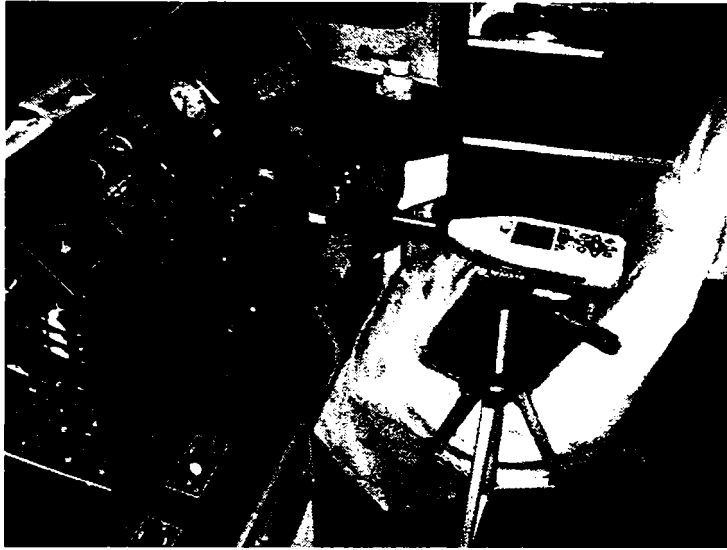


Fig. 5.27. Post conducere LDE EGM 621

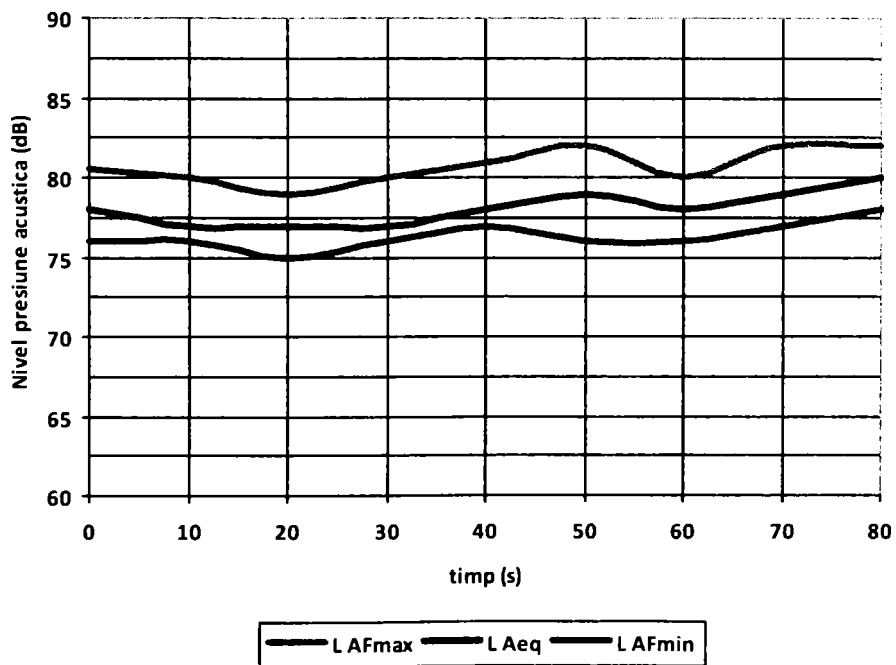


Fig. 5.28. Nivel zgomot cabină LDE

Tabelul 5.14

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
75	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.052	0.104	0.000	0.156
76	0.156	0.260	0.313	0.313	0.104	0.625	0.833	0.833	0.990	0.729	5.156
77	1.771	2.188	2.708	3.021	3.854	3.125	3.802	3.854	4.844	3.906	33.073
78	3.594	4.688	3.698	2.917	2.135	1.667	1.094	1.354	0.990	0.990	23.125
79	0.729	0.833	0.990	0.417	0.625	0.729	0.365	0.990	0.625	0.990	7.292
80	0.469	0.573	0.833	0.833	0.573	0.573	0.573	0.833	0.729	0.625	6.615
81	0.573	0.729	0.417	0.677	0.625	0.625	0.781	0.833	1.042	0.469	6.771
82	0.990	0.781	0.781	0.885	0.677	0.625	0.417	0.521	0.469	0.260	6.406
83	0.677	0.313	0.521	0.313	0.260	0.469	0.469	0.365	0.365	0.313	4.063
84	0.469	0.365	0.417	0.313	0.260	0.365	0.156	0.313	0.313	0.260	3.229
85	0.260	0.156	0.260	0.313	0.104	0.208	0.208	0.052	0.156	0.052	1.771
86	0.156	0.208	0.052	0.156	0.000	0.208	0.104	0.208	0.104	0.000	1.198
87	0.104	0.156	0.104	0.000	0.156	0.260	0.052	0.000	0.000	0.052	0.885
88	0.156	0.052	0.052	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.260

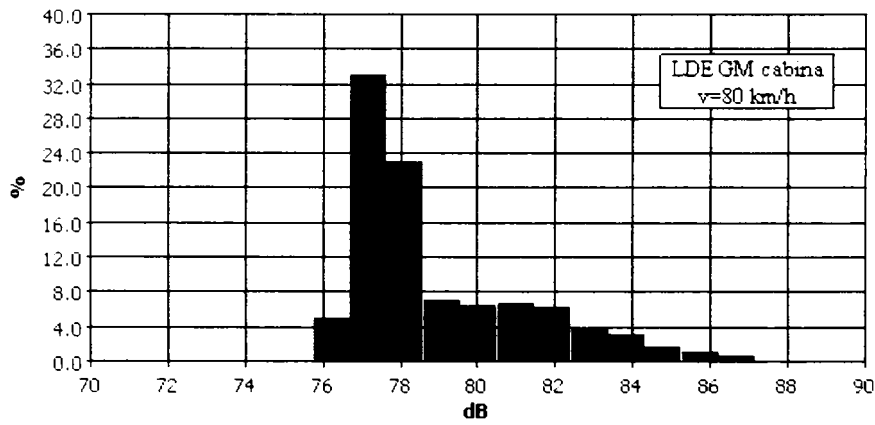


Fig. 5.29. Nivel zgomot statistic

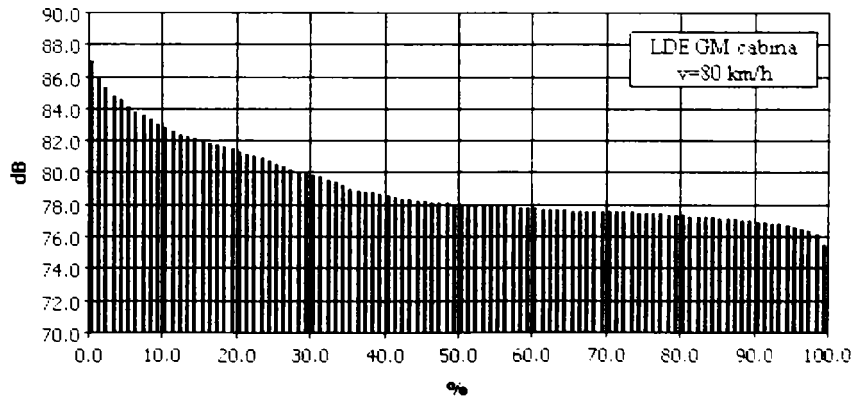


Fig. 5.30. Excedent nivel zgomot

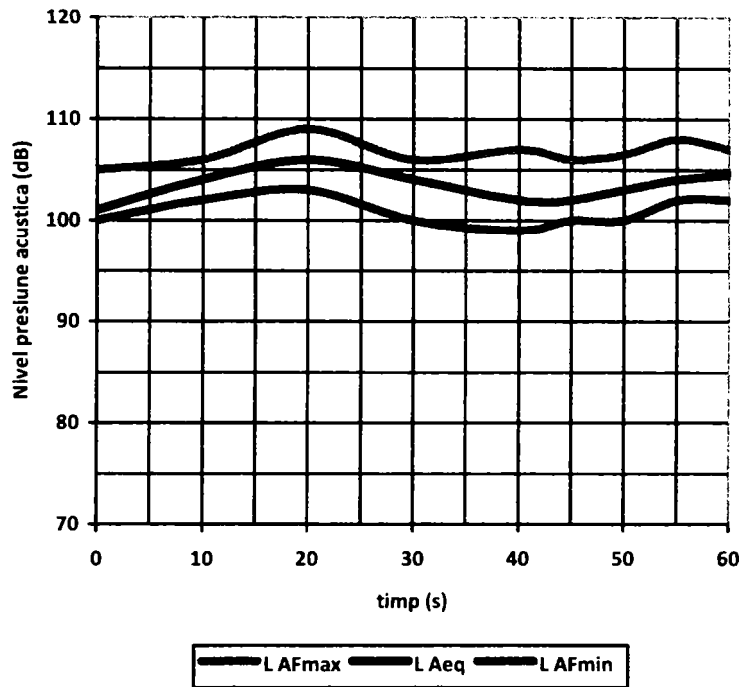
LDE EGM 621**Spațiu: compartiment motor diesel;****Moment măsurare: staționare.**

Fig. 5.31. Nivel zgomot compartiment MD

Tabelul 5.15

Nivel zgomot dB(A)	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	%
98	0.000	0.273	0.938	1.563	1.563	1.094	0.742	0.977	1.172	1.289	9.609
99	1.094	0.859	0.625	0.586	0.430	0.195	0.352	0.352	0.352	0.039	4.883
100	0.156	0.000	0.117	0.313	0.156	0.195	0.117	0.469	0.039	0.000	1.563
101	0.000	0.000	0.078	0.078	0.117	0.078	0.078	0.078	0.156	0.156	0.820
102	0.156	0.156	0.156	0.195	0.078	0.117	0.117	0.000	0.000	0.078	1.055
103	0.313	0.117	0.195	0.117	0.078	0.000	0.000	0.000	0.195	0.039	1.055
104	0.039	0.000	0.000	0.039	0.078	0.039	0.000	0.117	0.039	0.117	0.469
105	0.078	0.156	0.078	0.117	0.195	0.156	0.273	0.273	0.430	0.195	1.953
106	0.352	0.508	0.703	1.641	1.367	2.734	3.359	3.555	4.336	4.414	22.969
107	4.531	4.375	3.906	4.102	6.016	6.641	7.656	5.859	3.789	3.438	50.313
108	1.484	1.328	1.172	0.820	0.391	0.117	0.000	0.000	0.000	0.000	5.313

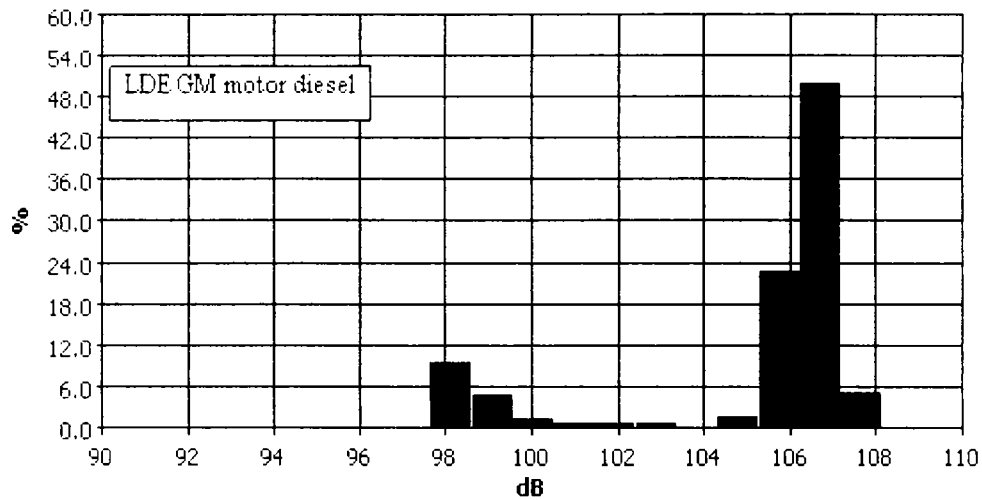


Fig. 5.32. Nivel zgomot statistic

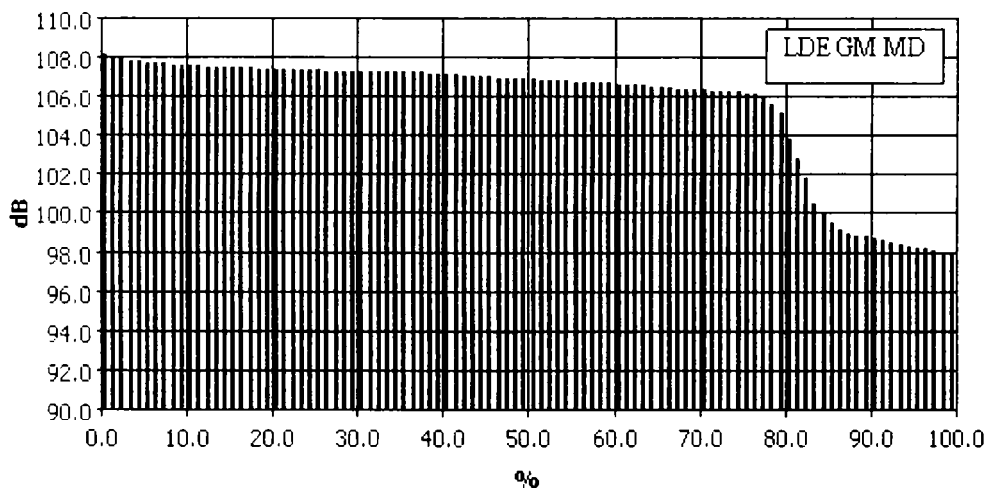


Fig. 5.33. Excedent nivel zgomot

Pentru spațiul motorului diesel au fost efectuate măsurători atât în staționare cât și la demaraj. Astfel s-a evidențiat necesitatea unei izolări cu vopsea antifonică a pereților și a tavanului pentru a se reduce efectele generate de reflexiile multiple care contribuie la creșterea nivelului de zgomot. Pe de altă parte, se impune utilizarea măsurilor de protecție individuală pentru personalul de locomotivă și pentru personalul din depourile de locomotive care participă la fluxul tehnologic de revizie și reparații.

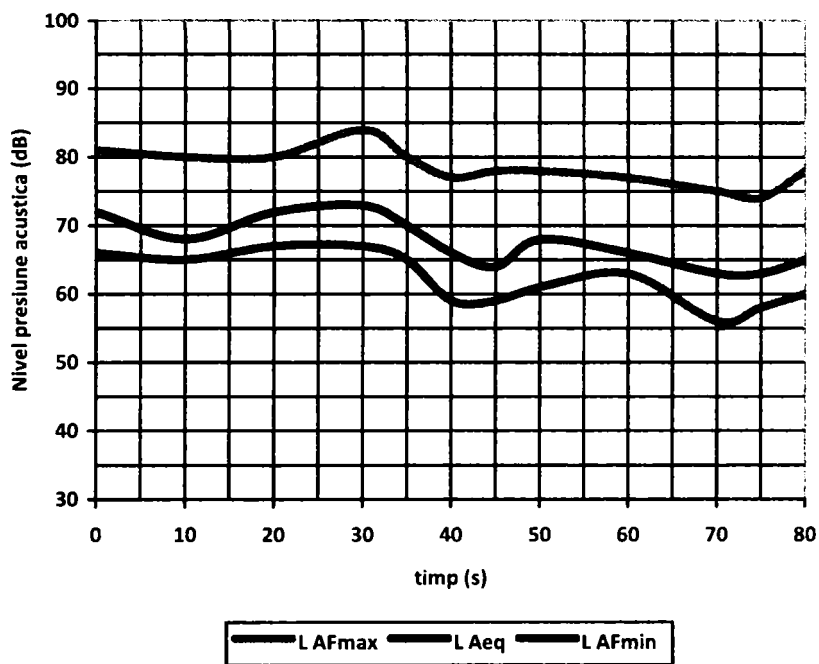
LDE EGM 621**Spațiu: peron frontal clădire călători, $d=7,5$ m de axa căii ferate,
perpendicular pe locomotivă;****Moment măsurare: staționare.**

Fig. 5.34. Nivel zgomot peron

Tabelul 5.16

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
54	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.060	0.180	0.240
55	0.120	0.120	0.120	0.060	0.060	0.120	0.180	0.240	0.300	0.300	1.623
56	0.120	0.180	0.421	0.180	0.240	0.180	0.601	0.481	0.781	0.120	3.305
57	0.240	0.000	0.120	0.000	0.120	0.120	0.060	0.120	0.000	0.000	0.781
58	0.060	0.240	0.180	0.060	0.060	0.060	0.060	0.000	0.240	0.120	1.082
59	0.120	0.000	0.180	0.000	0.120	0.180	0.060	0.120	0.120	0.060	0.962
60	0.300	0.060	0.180	0.120	0.060	0.120	0.120	0.120	0.000	0.361	1.442
61	0.060	0.120	0.120	0.000	0.120	0.000	0.000	0.120	0.060	0.000	0.601
62	0.060	0.120	0.060	0.000	0.060	0.120	0.060	0.000	0.000	0.120	0.601
63	0.060	0.120	0.180	0.060	0.120	0.060	0.120	0.060	0.120	0.240	1.142
64	0.120	0.060	0.120	0.060	0.000	0.120	0.120	0.060	0.060	0.120	0.841
65	0.000	0.060	0.120	0.000	0.000	0.060	0.060	0.000	0.000	0.060	0.361
66	0.120	0.000	0.000	0.060	0.060	0.000	0.000	0.120	0.060	0.000	0.421
67	0.060	0.060	0.060	0.000	0.120	0.060	0.060	0.060	0.000	0.240	0.721
68	0.060	0.120	0.000	0.000	0.000	0.060	0.000	0.000	0.000	0.060	0.300
69	0.000	0.000	0.000	0.000	0.060	0.000	0.000	0.060	0.060	0.120	0.300
70	0.361	0.361	0.180	0.060	0.180	0.240	0.541	0.421	0.060	0.060	2.464
71	0.421	0.300	0.240	0.300	0.180	0.180	0.060	0.000	0.120	0.000	1.803
72	0.120	0.120	0.180	0.361	0.240	0.060	0.120	0.060	0.000	0.180	1.442
73	0.300	0.060	0.120	0.300	0.060	0.000	0.000	0.361	0.300	0.000	1.502
74	0.120	0.180	0.361	0.180	0.481	0.481	0.661	0.661	0.421	0.841	4.387
75	0.601	0.781	0.421	0.661	1.623	1.502	1.322	1.683	0.962	1.563	11.118
76	1.623	2.284	1.923	1.082	1.142	0.962	0.541	0.421	0.361	0.120	10.457
77	0.541	0.481	1.022	1.502	1.442	1.563	1.262	1.442	1.502	1.563	12.320
78	1.442	1.322	0.901	0.841	0.421	0.361	1.142	1.382	0.841	1.442	10.096
79	1.322	1.683	1.442	0.240	0.060	0.300	0.361	0.421	0.601	0.901	7.332
80	1.322	0.781	0.300	0.240	0.180	0.180	0.180	0.300	0.180	0.361	4.026
81	0.120	0.180	0.300	0.180	0.240	0.120	0.120	0.180	0.240	0.300	1.983
82	0.300	0.240	0.361	0.361	0.060	0.481	0.361	0.361	0.721	0.481	3.726
83	0.240	0.300	0.180	0.361	0.541	0.361	0.361	0.300	0.361	0.300	3.305
84	0.300	0.481	0.300	0.240	0.240	0.300	0.240	0.361	0.240	0.421	3.125
85	0.300	0.300	0.240	0.000	0.060	0.120	0.180	0.300	0.000	0.300	1.803
86	0.060	0.180	0.060	0.180	0.120	0.180	0.120	0.060	0.120	0.060	1.142
87	0.120	0.120	0.120	0.000	0.180	0.120	0.120	0.180	0.240	0.120	1.322
88	0.240	0.300	0.180	0.180	0.060	0.180	0.180	0.000	0.120	0.120	1.563

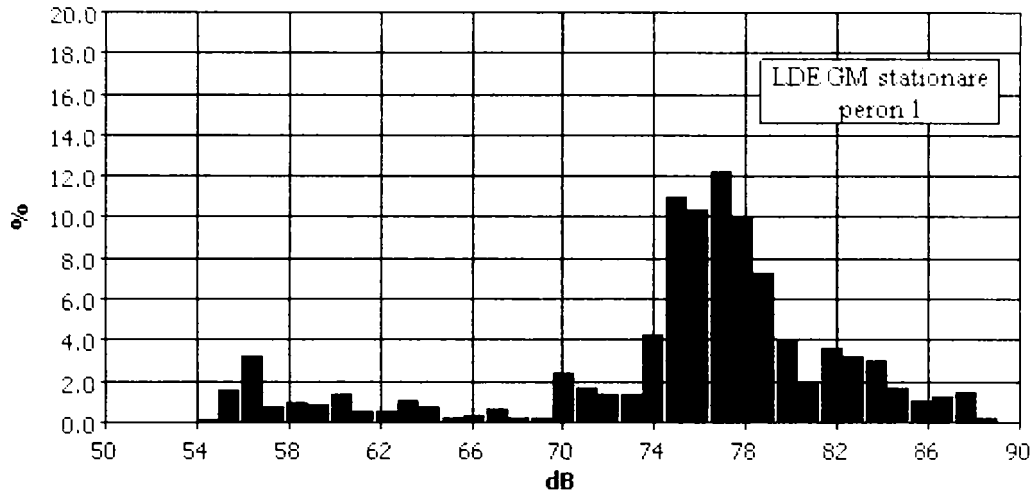


Fig. 5.35. Nivel zgomot statistic

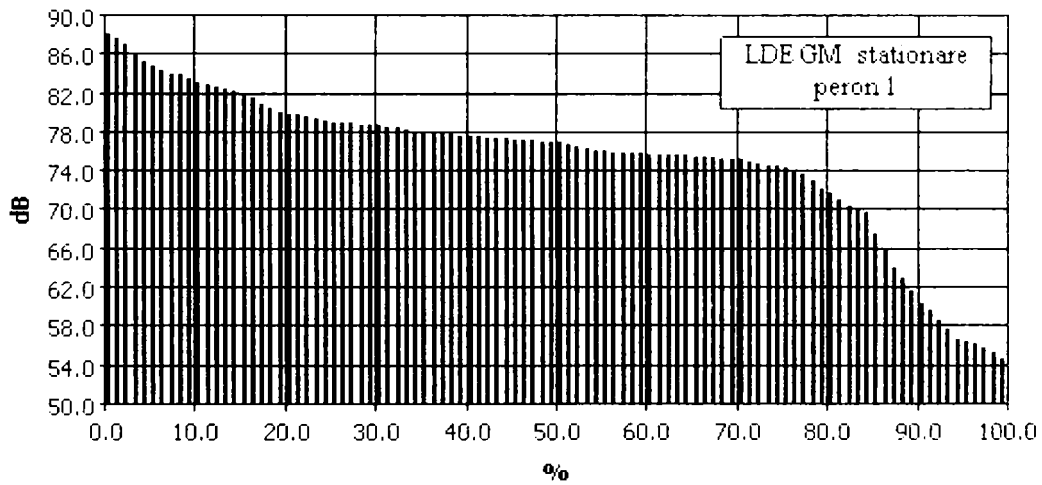


Fig. 5.36. Excedent nivel zgomot

În cazul locomotivei diesel – electrice EGM 621 s-a constatat un nivel mai redus al zgomotului în cabina de conducere datorită ecranelor multiple de protecție dispuse în sala mașinilor. Pe intervalul măsurat atât în mers cât și în staționare valorile medii și maxime ale nivelului de zgomot au fost sub limita de 80dB(A) impusă pentru cabinele de comandă ale vehiculelor feroviare.

Automotor Desiro**Spațiu: cabină mecanic, postul 2;****Moment măsurare: în mers, $v = 80$ km/h.**

Fig. 5.37. Cabina DESIRO

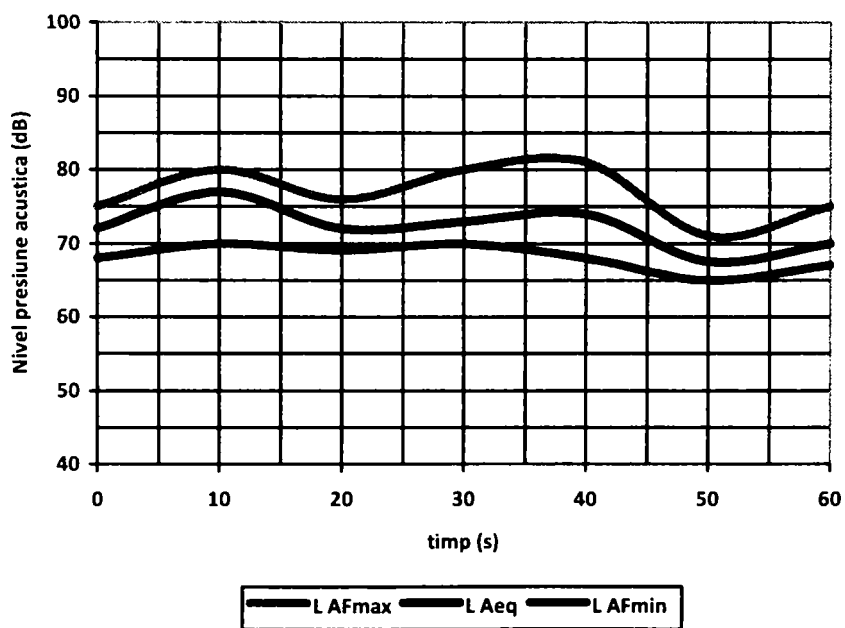


Fig. 5.38. Nivel zgomot cabină Desiro

Tabelul 5.17

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
66	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.025	0.025	0.050
67	0.050	0.076	0.126	0.076	0.076	0.151	0.176	0.202	0.101	0.176	1.210
68	0.076	0.302	0.378	0.277	0.529	0.428	0.328	0.580	0.504	0.630	4.032
69	0.504	0.756	0.756	0.756	0.529	0.529	0.428	0.428	0.428	0.403	5.519
70	0.403	0.378	0.680	0.454	0.806	0.655	0.731	1.058	1.537	1.285	7.989
71	1.714	1.865	1.361	1.184	1.260	1.537	1.436	1.487	1.310	1.310	14.46
72	1.084	0.932	0.706	0.580	0.580	0.428	0.403	0.403	0.680	0.756	6.552
73	0.605	0.378	0.454	0.428	0.428	0.403	0.454	0.428	0.554	0.932	5.066
74	0.605	0.529	0.680	0.806	0.907	0.655	0.932	0.731	0.857	0.756	7.460
75	0.655	0.983	1.184	1.084	1.058	1.184	1.336	1.235	1.411	1.411	11.54
76	1.235	1.512	0.857	0.882	0.832	1.008	1.033	1.310	1.436	1.462	11.56
77	1.134	1.159	0.958	1.361	1.285	1.235	0.932	1.058	0.655	0.655	10.43
78	0.731	1.033	0.882	0.630	0.655	0.504	0.630	0.529	0.428	0.454	6.477
79	0.504	0.353	0.302	0.529	0.252	0.328	0.454	0.353	0.403	0.353	3.831
80	0.302	0.378	0.302	0.227	0.151	0.227	0.227	0.202	0.101	0.227	2.344
81	0.151	0.050	0.176	0.176	0.101	0.076	0.050	0.101	0.076	0.076	1.033
82	0.101	0.076	0.000	0.025	0.050	0.025	0.025	0.050	0.050	0.000	0.403
83	0.000	0.025	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.025

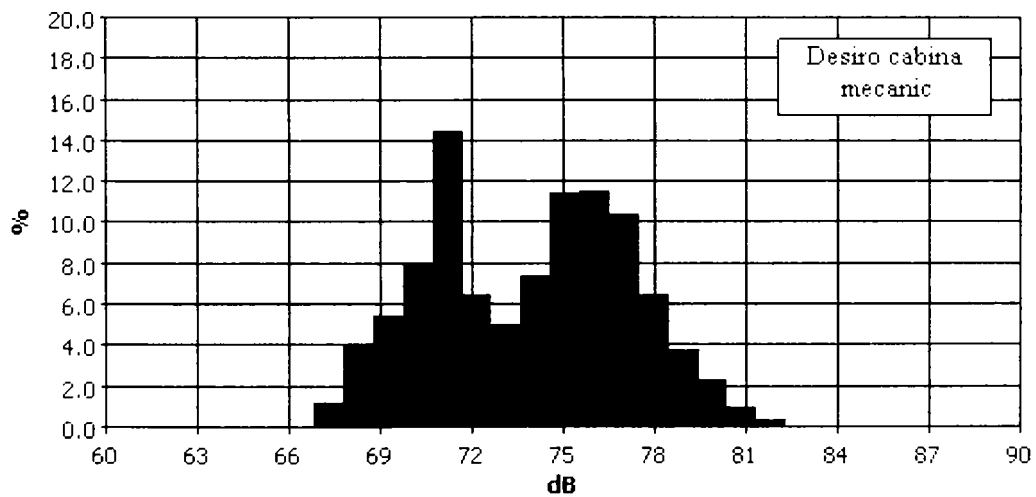


Fig. 5.39. Nivel zgomot statistic

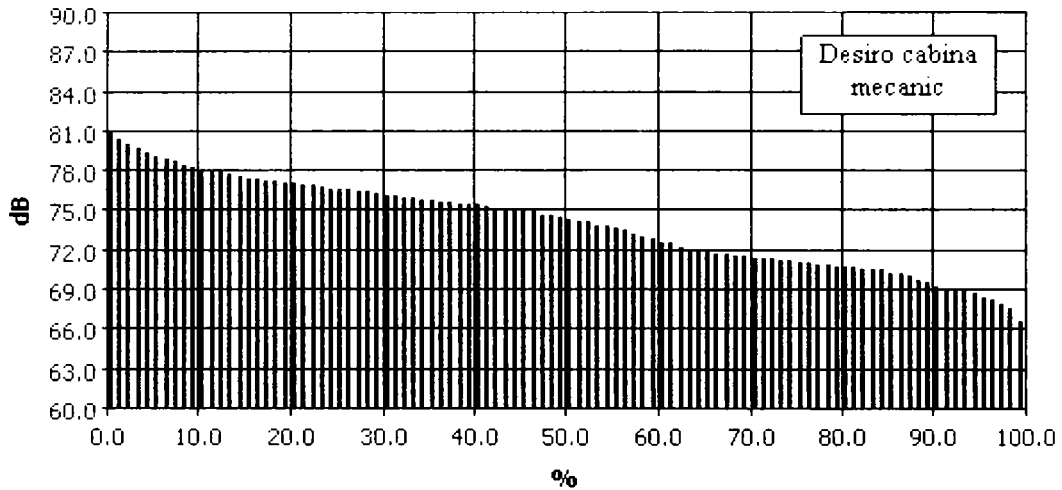


Fig. 5.40. Excedent nivel zgomot

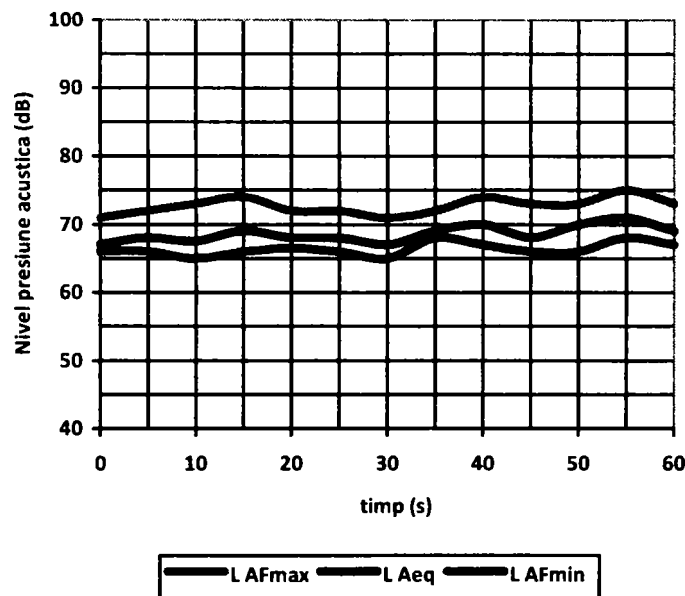
Automotor Desiro**Spațiu: interior, compartiment călători, zona boghiului motor;****Moment măsurare: în mers, $v = 80$ km/h.**

Fig. 5.41. Nivel zgomot compartiment

La automotorul Desiro s-a constatat că nivelul de poluare fonică se încadrează în limite normale pentru viteze de circulație de până la 70 km/h. Peste această limită izolația fonică nu mai asigură o protecție corespunzătoare în spațiul interior al cabinei de conducere respectiv în spațiul destinat pasagerilor.

Tabelul 5.18

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
60	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.016	0.033	0.049
61	0.000	0.016	0.016	0.082	0.115	0.132	0.197	0.164	0.263	0.313	1.299
62	0.428	0.428	0.461	0.280	0.181	0.197	0.082	0.181	0.411	0.362	3.010
63	0.395	0.477	0.461	0.559	0.526	0.329	0.461	0.329	0.477	0.641	4.655
64	0.543	0.477	0.691	0.724	0.855	0.773	0.888	1.086	1.266	1.349	8.651
65	1.464	1.513	1.612	0.954	1.760	1.793	1.563	1.480	1.678	2.155	15.970
66	1.842	2.286	2.138	1.891	2.039	2.155	1.793	1.398	1.743	1.661	18.947
67	1.595	1.645	1.628	1.941	1.382	1.628	1.612	1.826	1.497	1.694	16.447
68	1.464	1.349	1.184	0.592	1.283	1.431	1.217	1.151	0.970	1.053	11.694
69	1.020	0.789	0.724	1.020	0.938	0.872	0.806	0.757	0.773	0.822	8.520
70	0.510	0.740	0.576	0.543	0.757	0.395	0.411	0.477	0.296	0.559	5.263
71	0.461	0.378	0.444	0.378	0.395	0.247	0.313	0.313	0.263	0.263	3.454
72	0.230	0.230	0.099	0.148	0.148	0.066	0.066	0.066	0.082	0.132	1.266
73	0.115	0.115	0.016	0.033	0.082	0.033	0.016	0.016	0.033	0.033	0.493
74	0.000	0.000	0.049	0.016	0.033	0.016	0.016	0.033	0.049	0.000	0.214
75	0.016	0.016	0.000	0.033	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.066

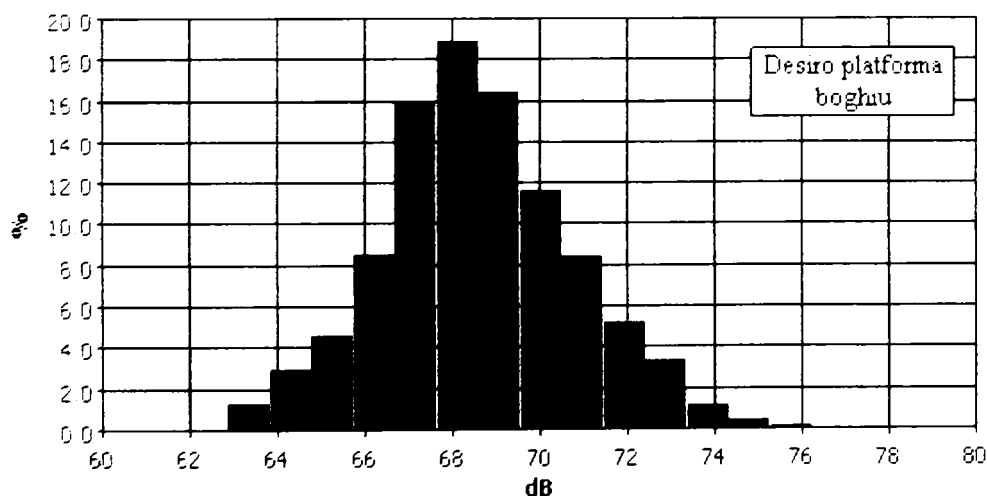


Fig. 5.42. Nivel zgomot statistic

În zona cu podea înaltă situată din dreptul boghiului motor (fig. 5.42) a fost înregistrat un nivel de zgomot cuprins între 61 – 76 dB(A). Acest nivel de zgomot este determinat de transmisia pe cale solidă respectiv pe cale aeriană directă sau indirectă.

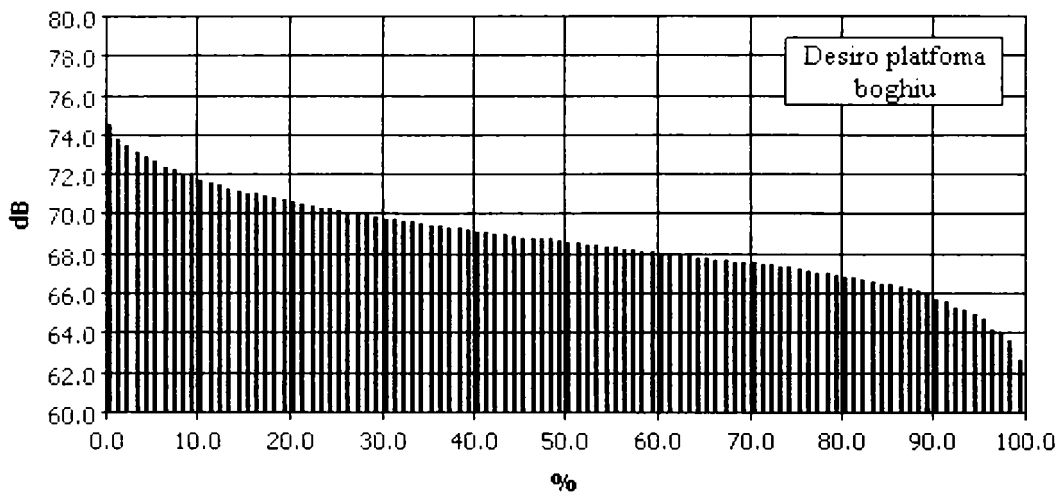


Fig. 5.43. Excedent nivel zgomot

Automotor Desiro;
Spațiu: interior, platformă acces;
Moment măsurare: în mers, $v = 80\text{km/h}$.

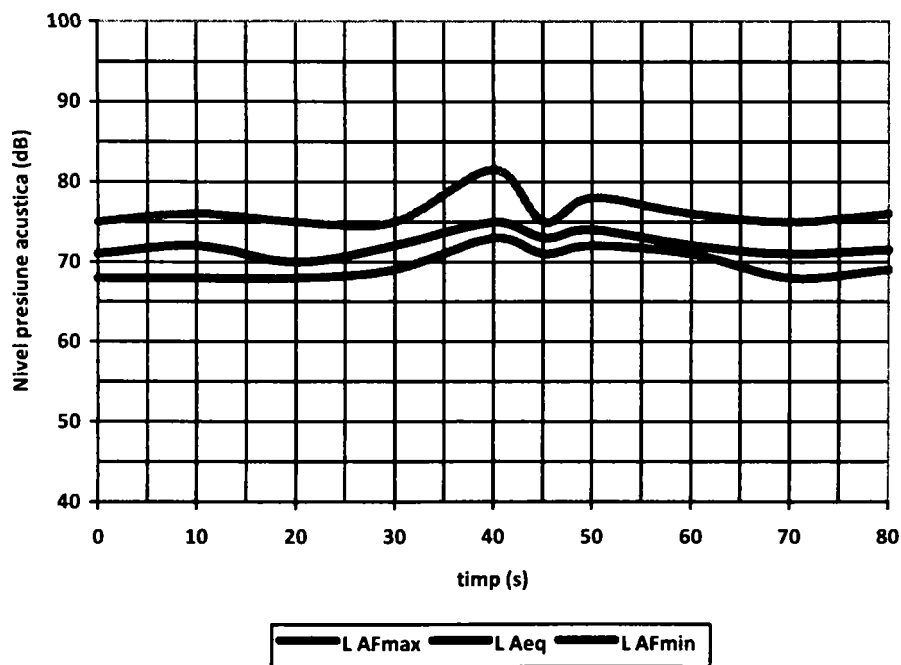


Fig. 5.44. Nivel zgomot platformă acces

Tabelul 5.19

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
66	0.000	0.015	0.029	0.044	0.015	0.000	0.044	0.088	0.117	0.102	0.453
67	0.190	0.117	0.161	0.175	0.336	0.102	0.248	0.175	0.190	0.161	1.855
68	0.146	0.321	0.263	0.321	0.248	0.277	0.409	0.292	0.175	0.219	2.672
69	0.219	0.175	0.161	0.146	0.161	0.175	0.204	0.263	0.380	0.321	2.205
70	0.350	0.409	0.409	0.511	0.336	0.584	0.482	0.657	0.803	0.613	5.155
71	0.862	0.920	1.110	1.110	1.066	1.387	1.285	1.154	1.241	1.314	11.449
72	1.504	1.387	1.402	1.300	1.460	1.300	1.241	1.489	1.694	2.117	14.895
73	2.278	2.541	2.818	1.738	2.351	1.796	1.855	2.497	2.190	2.380	22.445
74	2.585	1.869	2.234	1.957	2.176	2.059	1.957	1.752	2.088	1.738	20.415
75	1.825	1.270	1.475	1.168	1.285	1.095	1.008	1.008	0.584	0.745	11.463
76	0.423	0.482	0.511	0.307	0.365	0.336	0.248	0.321	0.248	0.336	3.578
77	0.204	0.234	0.190	0.117	0.131	0.117	0.161	0.204	0.102	0.058	1.519
78	0.161	0.175	0.175	0.161	0.146	0.102	0.102	0.102	0.088	0.073	1.285
79	0.088	0.088	0.058	0.015	0.015	0.015	0.058	0.000	0.058	0.029	0.423
80	0.029	0.000	0.000	0.015	0.015	0.000	0.058	0.000	0.029	0.029	0.175
81	0.015	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.015

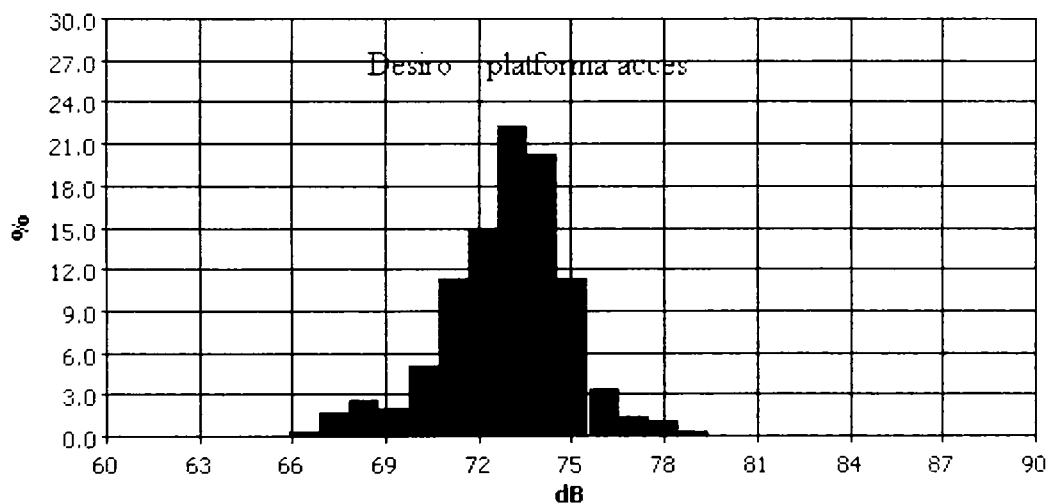


Fig. 5.45. Nivel zgomot statistic

Pentru zona de acces cu podea joasă s-a constatat o depășire accentuată a nivelului de zgomot determinată de micșorarea capacității de izolare în dreptul ușilor exterioare de acces, cât și datorită suprafețelor preponderent reflectante. Excedentul de zgomot înregistrat, (fig. 5.45) relevă că aceste zone sunt cele mai expuse transmiterii zgomotului pe cale aeriană dinspre exteriorul vehiculului.

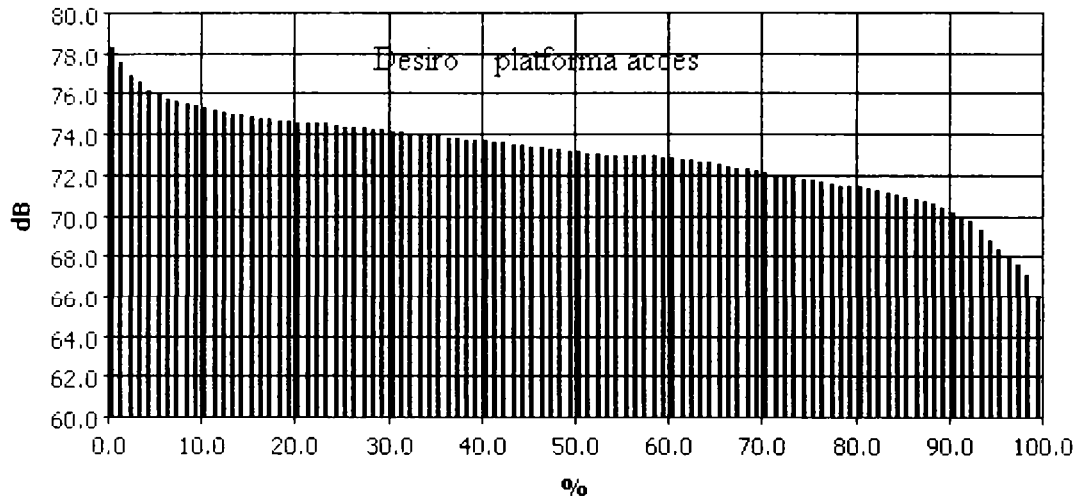


Fig. 5.46. Excedent nivel zgomot

Automotor Malaxa seria 1000
Spațiu: cabină post conducere;
Moment măsurare: în mers, $v = 80$ km/h.

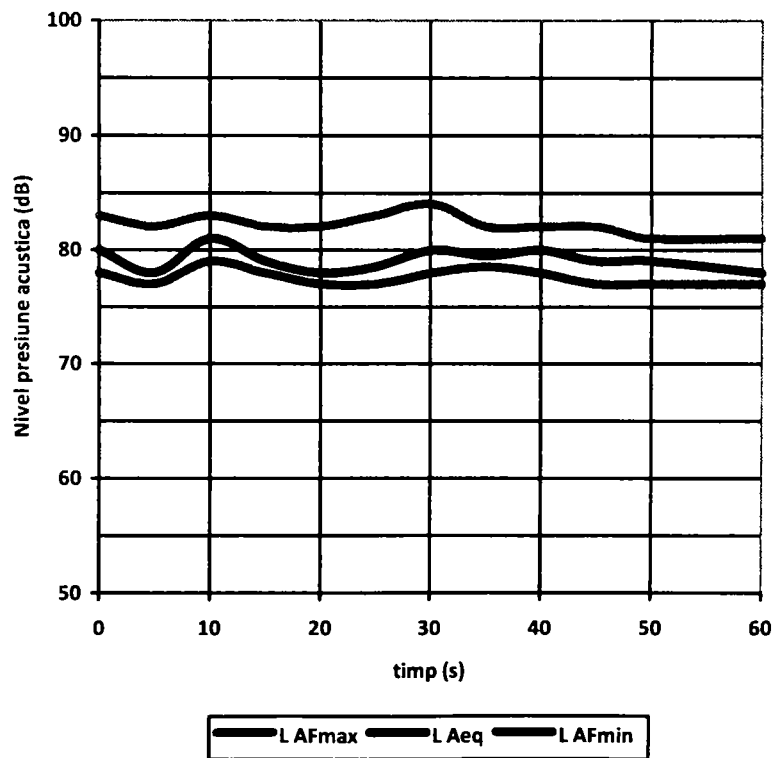


Fig. 5.47. Nivel zgomot cabină automotor

Tabelul 5.20

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
75	0.024	0.012	0.060	0.084	0.156	0.216	0.252	0.288	0.397	0.505	1.995
76	0.481	0.769	0.757	0.613	0.661	0.709	0.721	0.986	0.781	0.793	7.272
77	0.745	0.673	0.625	0.589	0.829	0.853	0.950	1.058	1.070	1.034	8.425
78	0.865	0.817	0.829	0.986	0.805	0.721	0.853	0.625	0.793	0.625	7.921
79	0.577	0.625	0.721	0.469	0.577	0.733	0.733	0.865	0.865	0.769	6.935
80	1.322	1.298	1.334	1.238	1.418	1.550	1.803	1.899	1.983	1.875	15.721
81	2.055	2.175	2.644	2.728	2.704	2.644	2.752	2.368	2.572	2.476	25.120
82	2.512	2.428	2.464	2.115	1.731	1.599	1.671	1.370	1.202	1.082	18.173
83	0.625	0.805	0.589	0.769	0.577	0.541	0.397	0.445	0.228	0.240	5.216
84	0.252	0.252	0.276	0.204	0.180	0.180	0.156	0.144	0.216	0.060	1.923
85	0.096	0.072	0.048	0.084	0.048	0.084	0.048	0.036	0.036	0.024	0.577
86	0.060	0.024	0.012	0.012	0.012	0.012	0.000	0.024	0.000	0.012	0.168
87	0.000	0.012	0.000	0.012	0.012	0.012	0.012	0.000	0.024	0.012	0.096
88	0.000	0.000	0.036	0.000	0.012	0.000	0.012	0.012	0.000	0.000	0.072
89	0.000	0.000	0.024	0.000	0.012	0.000	0.000	0.012	0.000	0.000	0.048
90	0.000	0.012	0.012	0.000	0.012	0.000	0.012	0.000	0.012	0.012	0.072
91	0.000	0.012	0.024	0.012	0.024	0.000	0.024	0.024	0.000	0.012	0.132
92	0.000	0.012	0.012	0.012	0.012	0.000	0.012	0.012	0.012	0.012	0.096
93	0.000	0.036	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.036

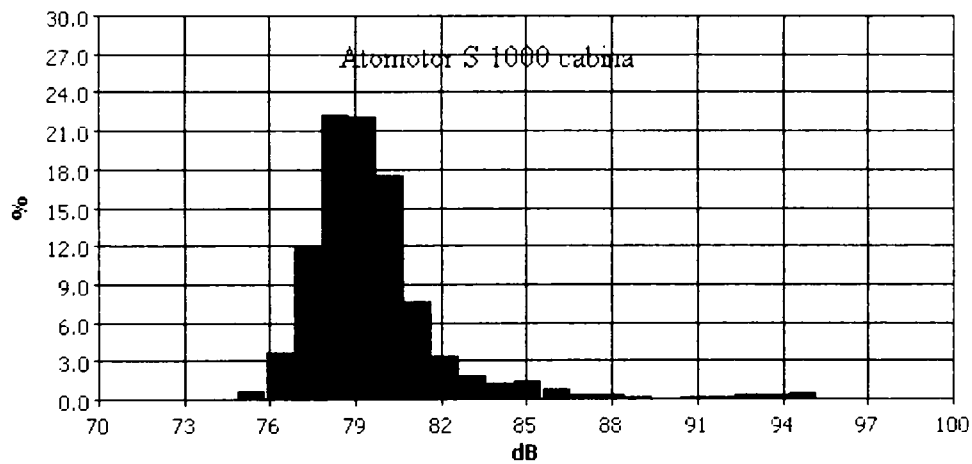


Fig. 5.48. Nivel zgomot statistic

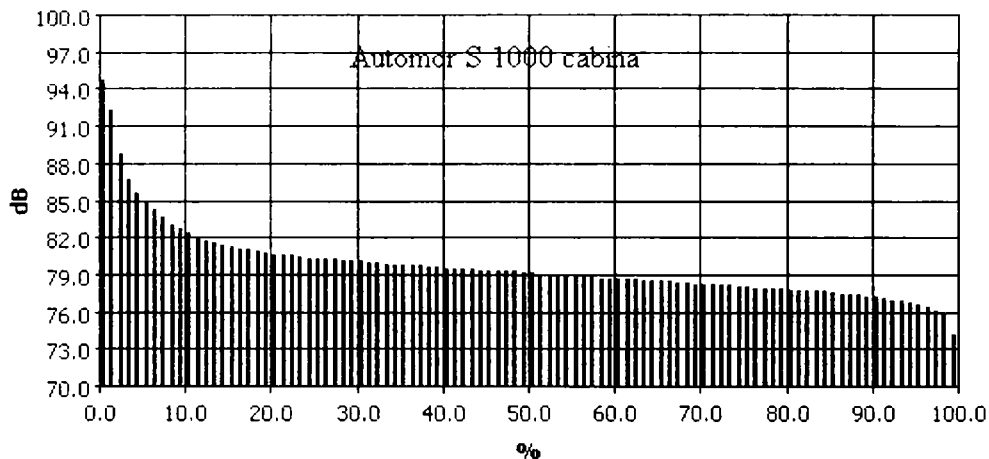


Fig. 5.49. Excedent nivel zgomot

5.4.2. Vehicule remorcate

Conform Standardului SR EN ISO 3381 care stipulează condițiile în care se măsoară zgomotul în interiorul vehiculelor feroviare care circulă pe căi convenționale.

Pentru măsurarea zgomotului în interiorul vehiculelor feroviare sonometrul a fost amplasat la diferite înălțimi în funcție de poziția persoanelor în spațiul analizat astfel:

- poziția așezat: la 1,2 m înălțime pe axa compartimentului sau pe culoarul dintre scaune;
- poziția în picioare: la 1,6 m înălțime de podea în mijlocul zonei de acces;
- poziția culcat pentru vagoane de dormit sau cușetă: la 0,2 m deasupra patului.

Măsurătorile efectuate numai pe următoarele secțiuni de cale:

- raze de curbă - $r \geq 1000$ m pentru $v \leq 70$ km/h;
- $r \geq 3000$ m pentru $70 < v \leq 120$ km/h;
- $r > 5000$ m pentru $v > 120$ km/h.

Condiții impuse pentru calea ferată:

- cale ferată cu prismă de balast;
- traverse de lemn sau din beton precomprimat;
- cale uscată și dezghețată;
- declivități maxime de 3:1000.

Rapid - vagon 3 necompartimentat
Spațiu: interior, zonă boghiu;
Stare: în mers, $v = 80\text{km/h}$

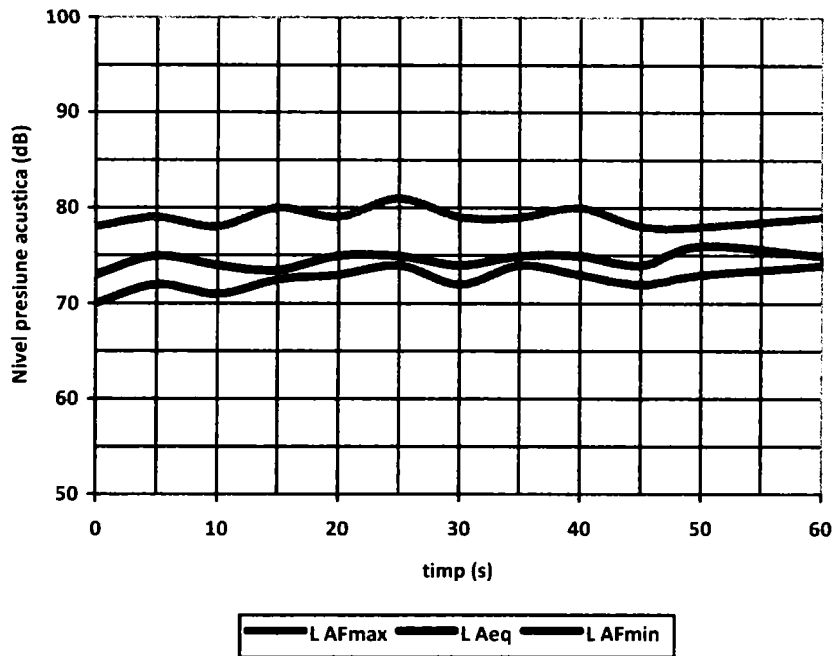


Fig. 5.50. Nivel zgomot vagon

Tabelul 5.21

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
72	0.000	0.000	0.000	0.000	0.019	0.114	0.057	0.171	0.133	0.095	0.591
73	0.133	0.191	0.267	0.114	0.191	0.152	0.057	0.076	0.114	0.229	1.524
74	0.248	0.534	0.705	1.010	0.991	0.857	0.934	0.953	1.239	1.124	8.594
75	0.896	0.972	0.819	1.200	1.105	0.896	1.124	0.877	1.048	0.953	9.889
76	1.181	1.181	1.239	0.838	1.258	1.086	1.010	0.934	1.124	1.239	11.090
77	1.448	1.524	1.734	1.677	2.058	1.696	1.410	1.810	1.848	2.268	17.473
78	1.848	2.134	2.172	1.925	2.020	2.115	1.658	1.448	1.677	1.563	18.559
79	1.200	1.353	1.029	0.877	0.762	0.686	0.934	0.800	0.972	1.010	9.623
80	1.143	1.296	1.220	1.162	1.239	1.220	1.105	0.724	0.762	0.762	10.633
81	0.915	1.220	1.029	1.029	0.800	0.781	0.591	0.591	0.495	0.591	8.041
82	0.419	0.534	0.457	0.324	0.210	0.381	0.362	0.191	0.152	0.095	3.125
83	0.095	0.095	0.191	0.095	0.038	0.000	0.095	0.114	0.114	0.019	0.857

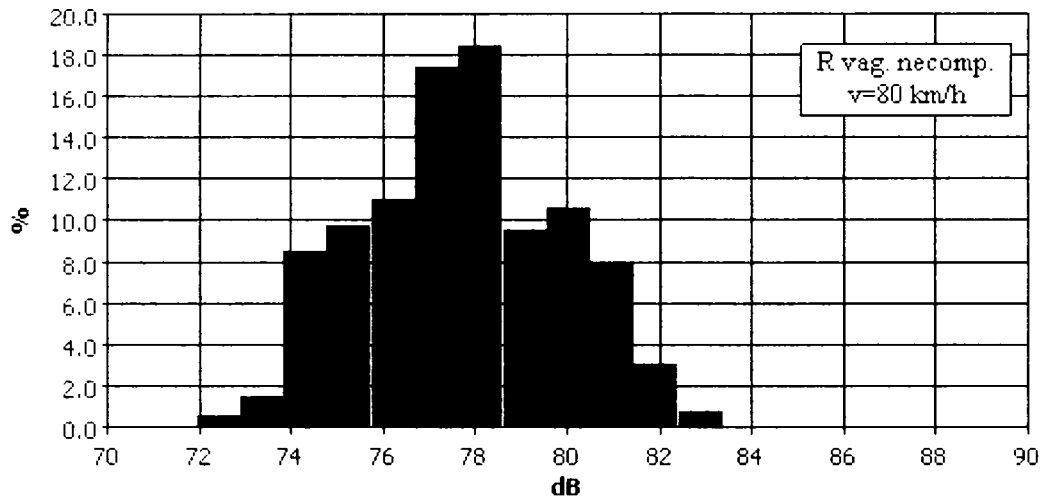


Fig. 5.51. Nivel zgomot statistic

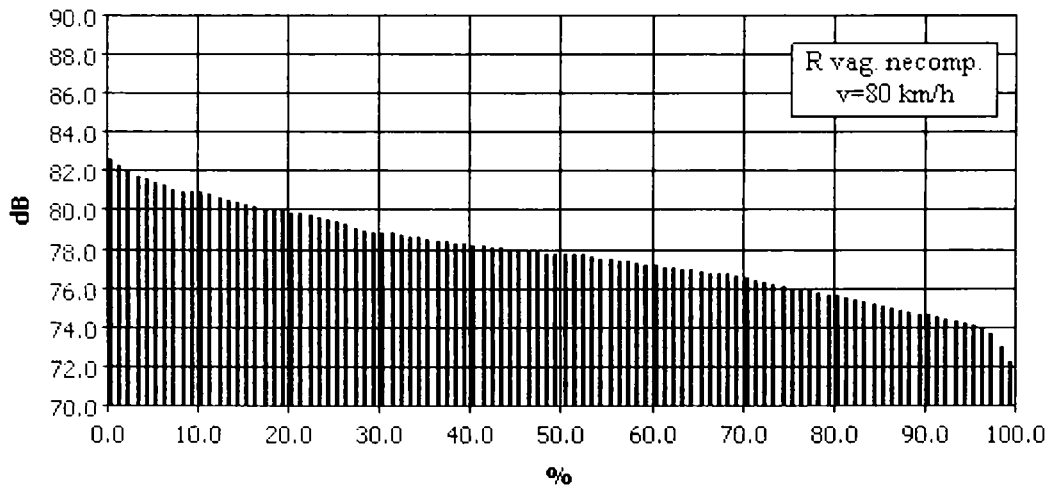


Fig. 5.52. Excedent nivel zgomot

Măsurătorile au fost efectuate pe o cale ferată cu traverse de beton și cu joante sudate, la o viteză de deplasare constantă de 80 km/h. Vagonul de călători este de tip Astra cu un singur compartiment central, vagon apt de a circula cu viteza maximă de 200 km/h pe linii magistrale.

Nivelul maxim de zgomot înregistrat a fost de 83 dB(A) față de un nivel mediu de zgomot $L_{50}=72\text{dB(A)}$. S-a constatat că deși vagonul este de construcție nouă, există o anumită transparență acustică în privința transmiterii zgomotelor dinspre exterior. Ponderea cea mai mare în nivelul global de zgomot este dată de transmiterea pe cale aeriană prin intermediul instalației de climatizare.

Rapid - vagon 3 necompartimentat
Spațiu: interior, zonă boghiu;
Moment măsurare: în mers, $v = 120\text{km/h}$.

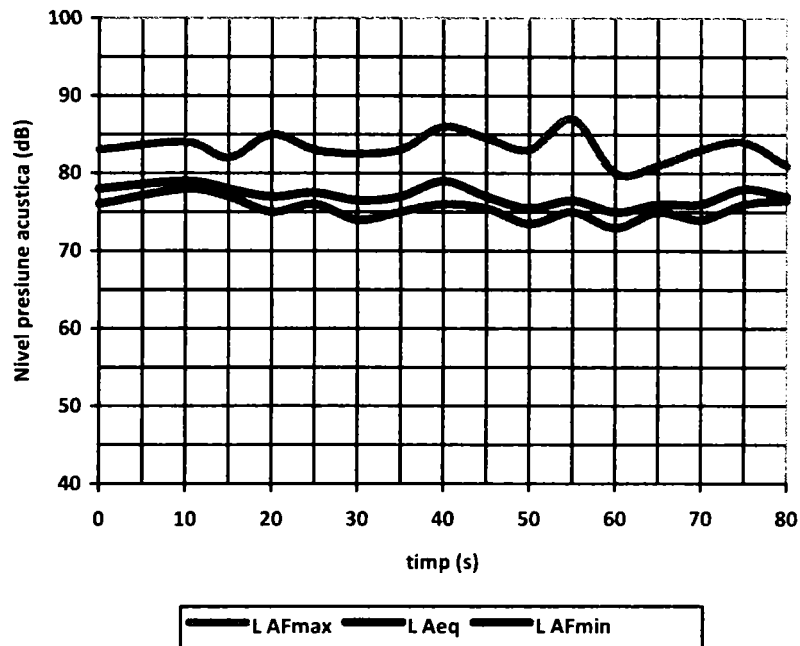


Fig. 5.53. Nivel zgomot vagon

Tabelul 5.22

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
74	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.060	0.040	0.120	0.060	0.280
75	0.000	0.120	0.040	0.180	0.200	0.060	0.060	0.120	0.140	0.140	1.062
76	0.100	0.080	0.180	0.120	0.160	0.160	0.200	0.120	0.341	0.381	1.843
77	0.300	0.240	0.361	0.401	0.240	0.300	0.461	0.601	0.621	0.561	4.087
78	0.361	0.321	0.260	0.280	0.341	0.321	0.401	0.681	0.821	0.921	4.708
79	0.881	0.901	0.861	0.541	0.721	0.841	1.002	1.222	1.362	1.282	9.615
80	1.302	0.781	0.921	0.962	0.962	1.142	1.002	1.182	1.282	1.803	11.338
81	1.763	2.043	1.923	1.522	2.023	1.743	2.083	1.903	2.304	2.764	20.072
82	2.183	1.883	2.324	1.482	1.042	1.382	1.202	0.962	1.002	1.042	14.503
83	0.982	1.082	1.262	1.522	1.062	0.942	0.881	0.982	0.921	0.821	10.457
84	0.701	1.102	0.581	0.881	0.921	0.741	0.581	0.661	0.681	0.601	7.452
85	0.541	0.801	0.721	0.781	0.661	0.561	0.461	0.761	0.481	0.581	6.350
86	0.661	0.501	0.361	0.260	0.260	0.300	0.220	0.220	0.501	0.661	3.946
87	0.481	0.300	0.381	0.401	0.300	0.240	0.180	0.200	0.220	0.120	2.825
88	0.120	0.060	0.180	0.180	0.080	0.280	0.020	0.120	0.060	0.020	1.122
89	0.080	0.120	0.140	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.341

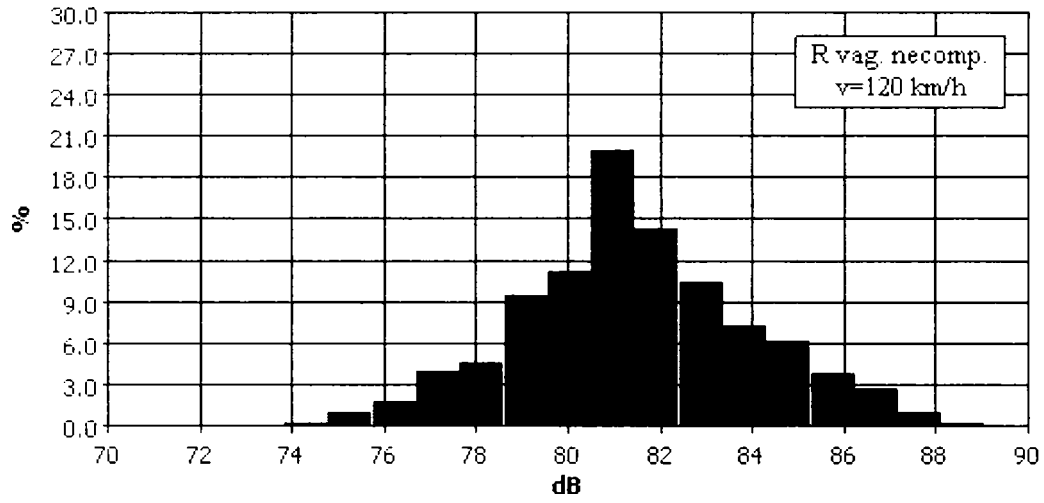


Fig. 5.54. Nivel zgomot statistic

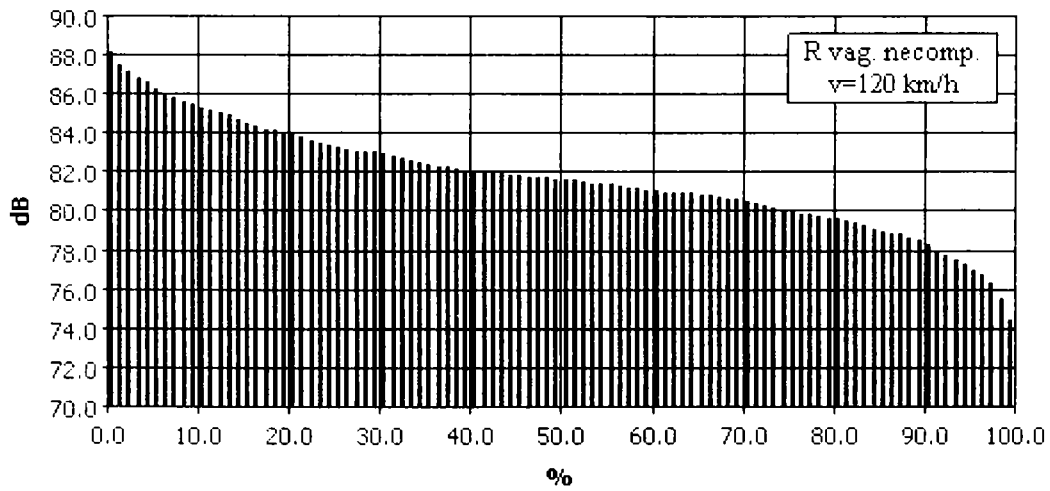


Fig. 5.55. Excedent nivel zgomot

Rapid - vagon 3 necompartimentat;
Spațiu: interior, peron acces;
Moment măsurare: în mers, $v = 80$ km/h.

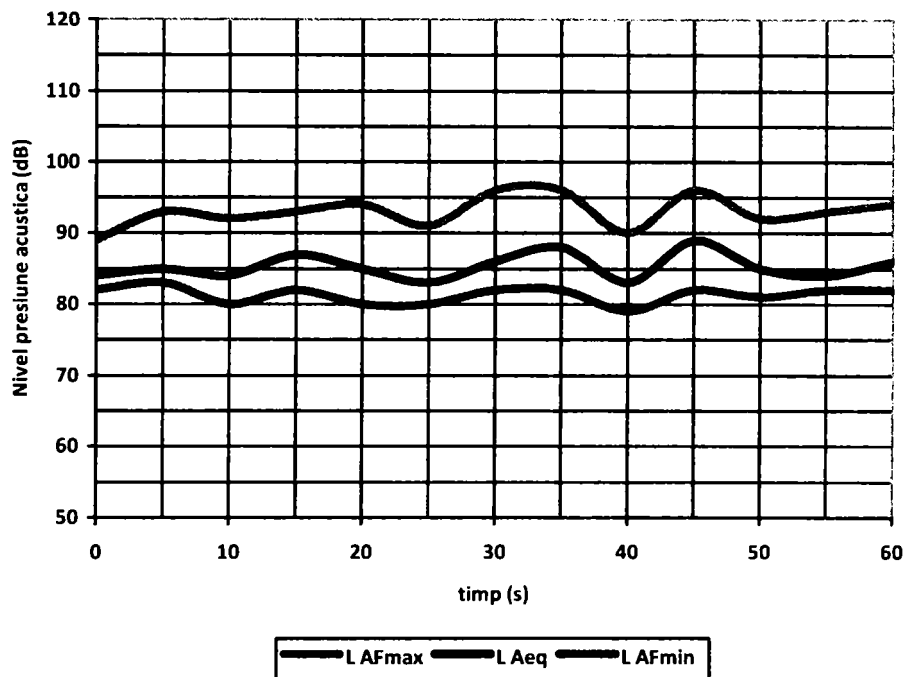


Fig. 5.56. Nivel zgomot peron acces

Tabelul 5.23

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
82	0.035	0.139	0.174	0.069	0.000	0.035	0.035	0.035	0.069	0.000	0.590
83	0.035	0.035	0.000	0.069	0.035	0.000	0.000	0.104	0.035	0.000	0.313
84	0.069	0.035	0.035	0.000	0.000	0.000	0.035	0.035	0.069	0.069	0.347
85	0.035	0.035	0.000	0.035	0.035	0.035	0.035	0.174	0.035	0.208	0.625
86	0.313	0.347	0.278	0.347	0.382	0.382	0.556	1.076	0.799	0.972	5.451
87	1.215	1.007	1.007	1.181	1.250	2.083	1.979	1.736	1.597	1.146	14.201
88	1.181	1.389	1.285	1.215	0.486	0.382	0.729	0.868	0.799	0.938	9.271
89	0.938	0.868	0.556	0.833	0.660	0.590	0.938	1.111	1.007	0.972	8.472
90	0.660	0.625	0.764	0.903	1.250	1.111	1.215	1.389	0.833	1.042	9.792
91	1.285	1.528	1.910	1.875	1.181	1.181	0.868	1.493	1.389	1.215	13.924
92	1.007	0.660	0.972	1.007	1.146	1.111	2.153	1.563	1.736	1.458	12.813
93	1.354	1.181	1.528	0.833	0.868	1.285	1.007	0.972	1.007	0.833	10.868
94	1.042	1.007	0.868	0.556	0.521	0.382	0.382	0.313	0.660	0.451	6.181
95	0.625	0.521	0.590	0.521	0.347	0.278	0.243	0.417	0.347	0.313	4.201
96	0.625	0.625	0.521	0.382	0.278	0.243	0.174	0.104	0.000	0.000	2.951

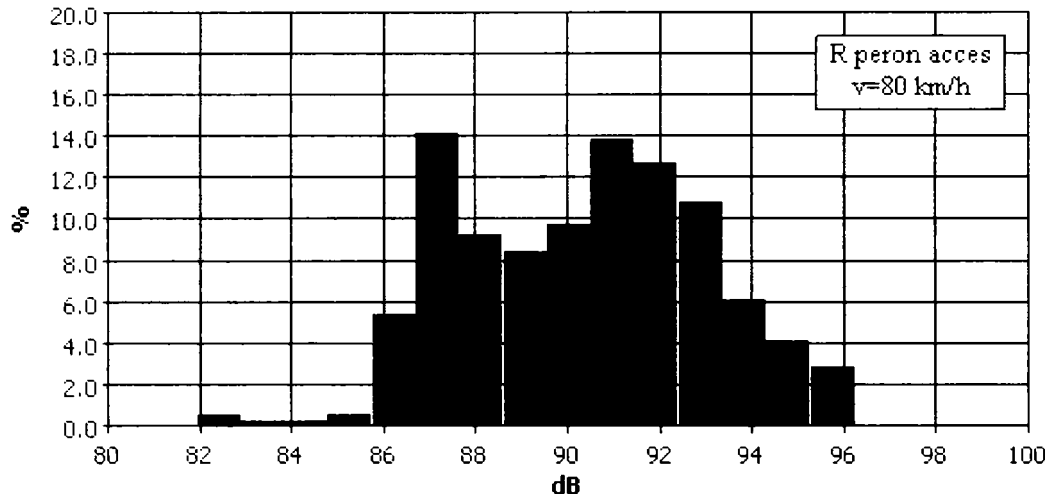


Fig. 5.57. Nivel zgomot statistic

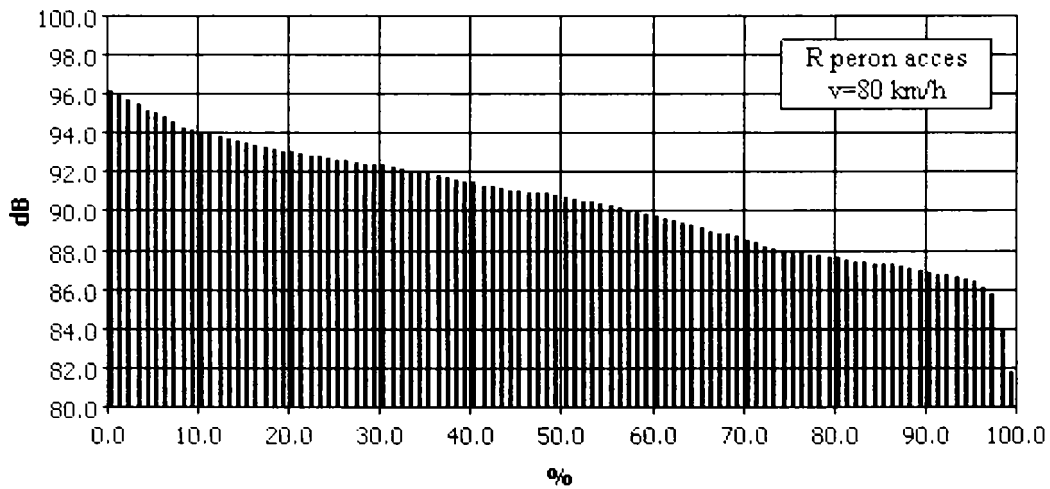


Fig. 5. 58. Excedent nivel zgomot

Nivelul maxim de zgomot înregistrat pe culoar la viteza de 80 km/h a fost de 96 dB(A) o valoare mare care creează disconfort la interiorul vagonului. Nivelul mediu de zgomot în intervalul analizat a fost de 82 dB(A). Valorile rezultate indică o izolare deficitară la nivelul ușilor de acces și la sistemul de intercomunicare dintre vagoane.

Rapid - vagon 3 necompartimentat
Spațiu: interior;
Moment măsurare: staționare.

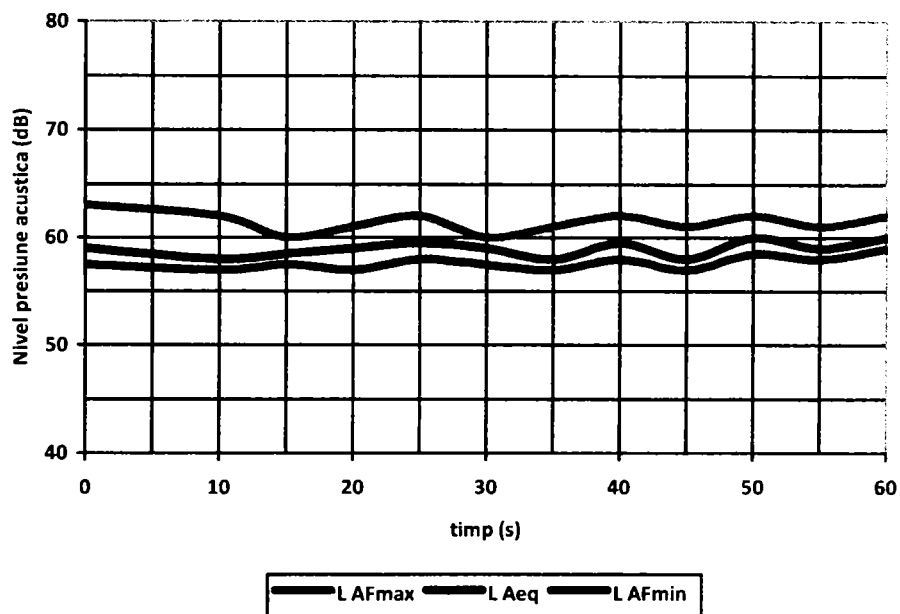


Fig. 5. 59. Nivel zgomot staționare

Tabelul 5.24

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
57	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.018	0.055	0.055	0.036	0.164
58	0.472	1.163	1.472	2.671	3.779	5.705	6.523	8.121	8.884	8.794	47.584
59	7.322	6.595	5.015	4.397	3.688	2.798	2.525	1.980	1.726	1.399	37.445
60	1.090	0.890	0.999	0.654	0.600	0.363	0.236	0.327	0.454	0.218	5.832
61	0.200	0.145	0.182	0.036	0.091	0.109	0.109	0.145	0.182	0.073	1.272
62	0.036	0.109	0.091	0.127	0.164	0.109	0.164	0.200	0.273	0.254	1.526
63	0.363	0.545	0.345	0.291	0.363	0.254	0.309	0.382	0.345	0.472	3.670
64	0.382	0.363	0.254	0.273	0.164	0.127	0.018	0.055	0.036	0.018	1.690
65	0.000	0.036	0.036	0.073	0.127	0.109	0.055	0.018	0.000	0.055	0.509
66	0.036	0.055	0.018	0.018	0.036	0.036	0.018	0.036	0.055	0.000	0.309

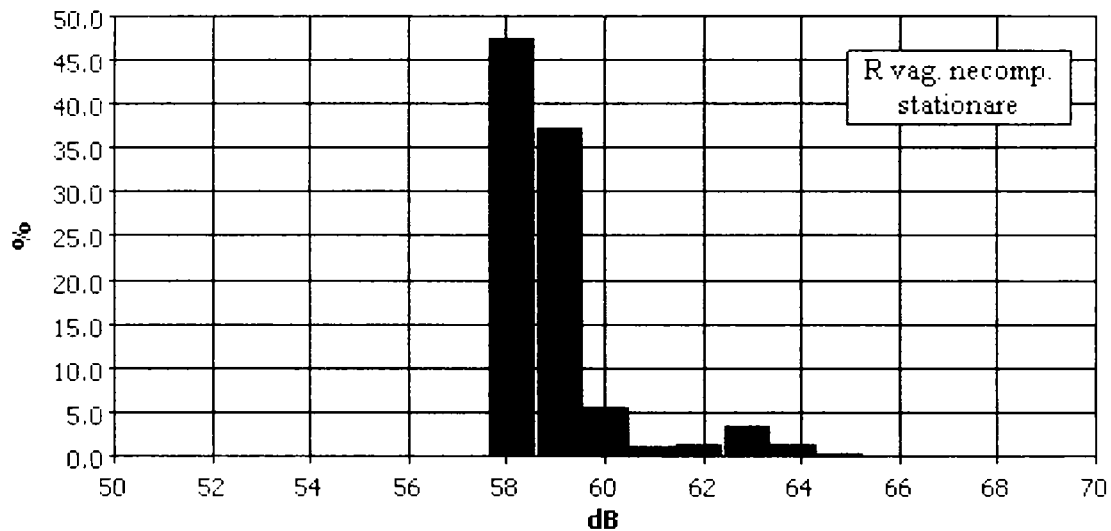


Fig. 5.60. Nivel zgomot statistic

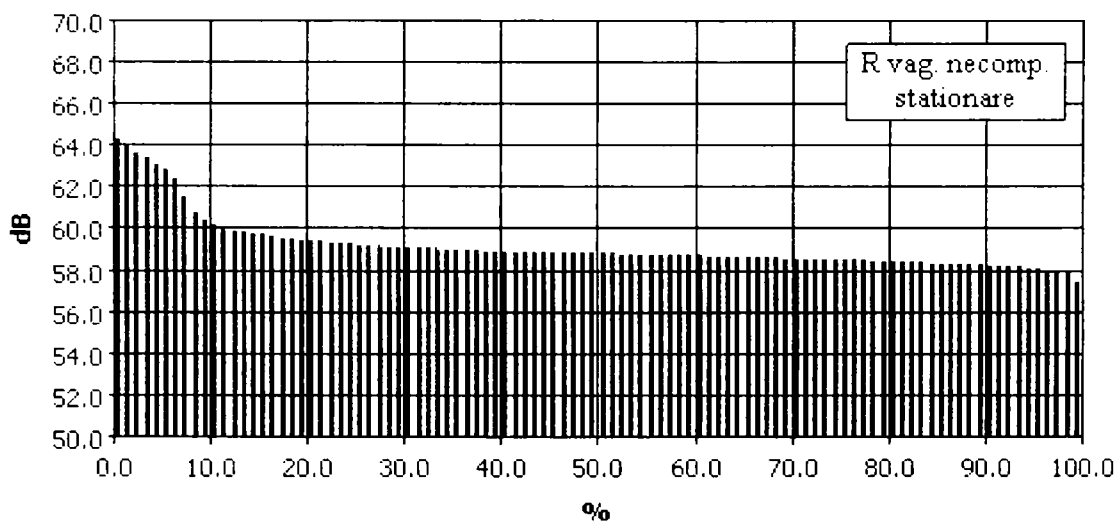


Fig. 5.61. Excedent nivel zgomot

Din figura 5.60 reiese că nivelul presiunii acustice măsurate în vagon pe perioada staționării se încadrează în limita impusă de UIC în condițiile funcționării instalației de climatizare.

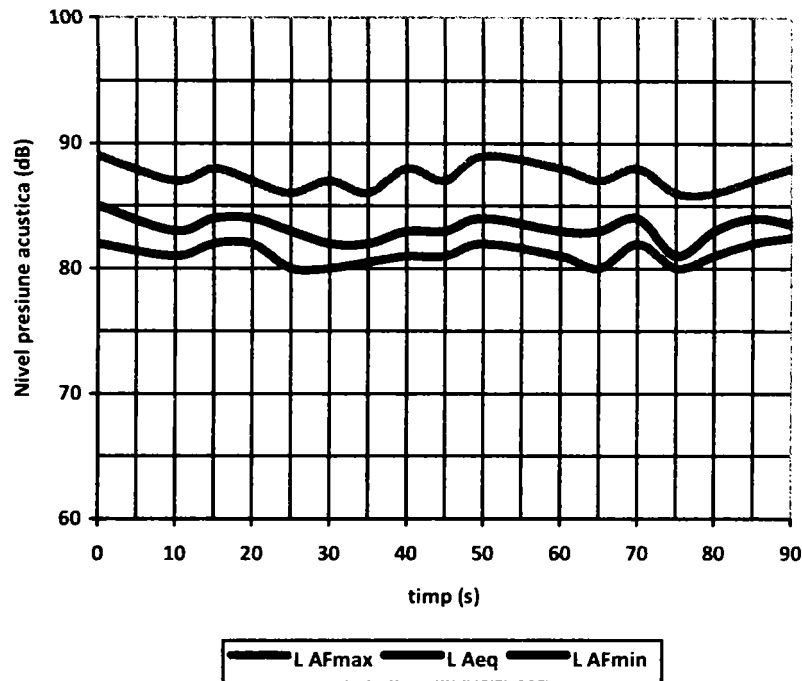
Personal - vagon 2**Spațiu: interior, compartiment de capăt;****Moment măsurare: în mers, $v = 80$ km/h.**

Fig. 5.62. Nivel zgomot compartiment de capăt

Tabelul 5.25

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
82	0.000	0.000	0.026	0.051	0.077	0.051	0.128	0.102	0.179	0.179	0.794
83	0.128	0.102	0.256	0.307	0.205	0.256	0.333	0.487	0.897	0.845	3.817
84	1.127	0.948	1.383	1.358	1.383	1.460	1.665	0.820	1.511	1.665	13.320
85	1.870	2.126	1.972	1.947	1.434	1.921	1.767	1.639	1.947	1.511	18.135
86	1.767	2.203	2.100	1.793	1.076	2.049	0.922	1.332	1.025	1.383	15.651
87	1.204	1.153	1.178	0.999	1.076	1.204	0.999	1.101	1.383	1.563	11.860
88	2.024	1.665	1.486	1.434	0.922	0.768	0.973	1.306	0.999	1.127	12.705
89	1.511	1.281	1.153	0.717	0.692	0.487	0.512	0.615	0.717	0.692	8.376
90	0.666	0.897	0.564	0.768	0.845	0.564	0.640	0.666	0.692	0.435	6.737
91	0.410	0.461	0.512	0.487	0.410	0.538	0.512	0.461	0.333	0.589	4.713
92	0.615	0.768	0.538	0.333	0.384	0.231	0.256	0.102	0.051	0.179	3.458
93	0.128	0.077	0.026	0.000	0.026	0.026	0.102	0.051	0.000	0.000	0.435

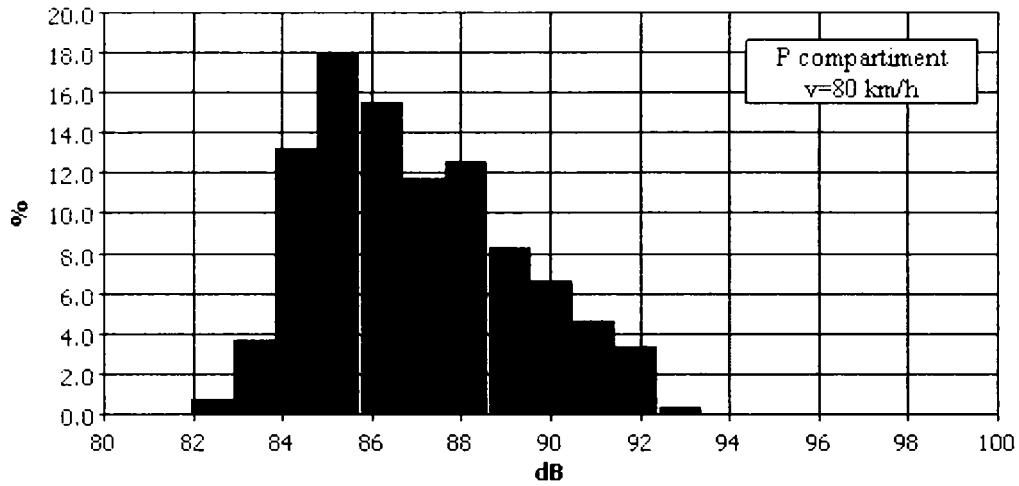


Fig. 5.63. Nivel zgomot statistic

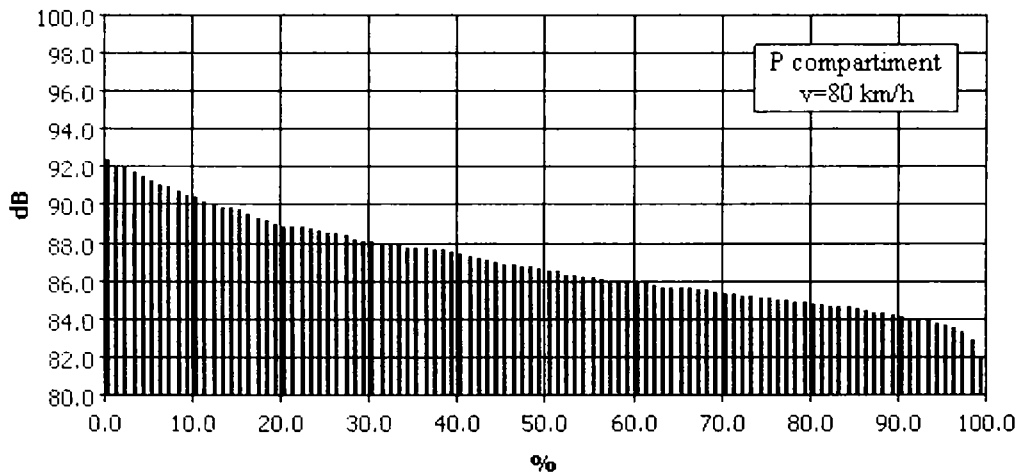


Fig. 5.64. Excedent nivel zgomot

Măsurarea nivelului de zgomot s-a efectuat într-un vagon de călători de tip compartimentat, nemodernizat care este în exploatare pe liniile secundare. La viteza de 80 km/h nivelul maxim de zgomot a fost de 93dB(A) față de o medie 80dB(A). Nivel ridicat de zgomot se datorează unei izolații deficitare la nivelul garniturilor de etanșare, cât și la pereții vagonului astfel încât transmiterea zgomotelor perturbatoare se realizează pe cale aeriană și solidă.

Personal - vagon 2

Spațiu: interior, culoar;

Moment măsurare: în mers, $v = 80$ km/h.

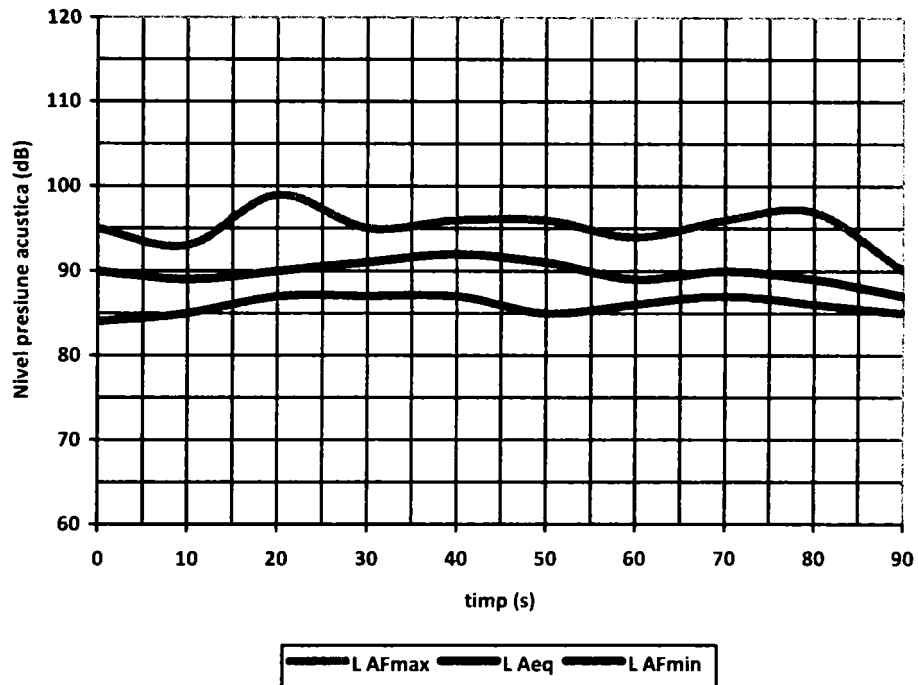


Fig. 5.65

Tabelul 5.26

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
84	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.019	0.058	0.000	0.096	0.135	0.309
85	0.077	0.193	0.193	0.193	0.135	0.328	0.270	0.328	0.502	0.579	2.797
86	0.637	0.598	0.868	0.829	1.177	1.138	1.022	0.926	0.829	0.772	8.796
87	0.772	0.945	0.965	1.138	1.177	1.408	1.312	1.003	1.177	0.945	10.841
88	1.177	1.138	0.965	1.100	0.675	0.714	0.868	0.945	0.849	0.791	9.221
89	1.177	0.868	1.042	0.810	0.965	0.714	0.965	0.810	0.714	0.502	8.565
90	0.617	0.405	0.772	0.482	0.694	0.424	0.521	0.405	0.598	0.502	5.421
91	0.521	0.424	0.444	0.347	0.328	0.251	0.444	0.367	0.463	0.444	4.032
92	0.386	0.521	0.367	0.424	0.367	0.289	0.328	0.289	0.502	0.482	3.954
93	0.675	0.463	0.637	0.559	0.405	0.463	0.502	0.424	0.502	0.367	4.996
94	0.386	0.309	0.559	0.579	0.463	0.502	0.424	0.579	0.733	0.656	5.189
95	1.022	0.675	0.714	0.810	0.521	0.405	0.424	0.502	0.637	0.617	6.327
96	0.926	1.042	1.157	1.100	1.717	1.755	1.620	0.965	0.965	0.868	12.114
97	1.273	1.292	1.640	1.813	1.022	1.485	0.829	0.733	0.810	0.907	11.806
98	0.656	0.752	0.386	0.482	0.135	0.251	0.251	0.386	0.367	0.347	4.012
99	0.270	0.193	0.174	0.058	0.058	0.096	0.039	0.039	0.019	0.077	1.022
100	0.058	0.096	0.096	0.039	0.019	0.116	0.116	0.058	0.000	0.000	0.598

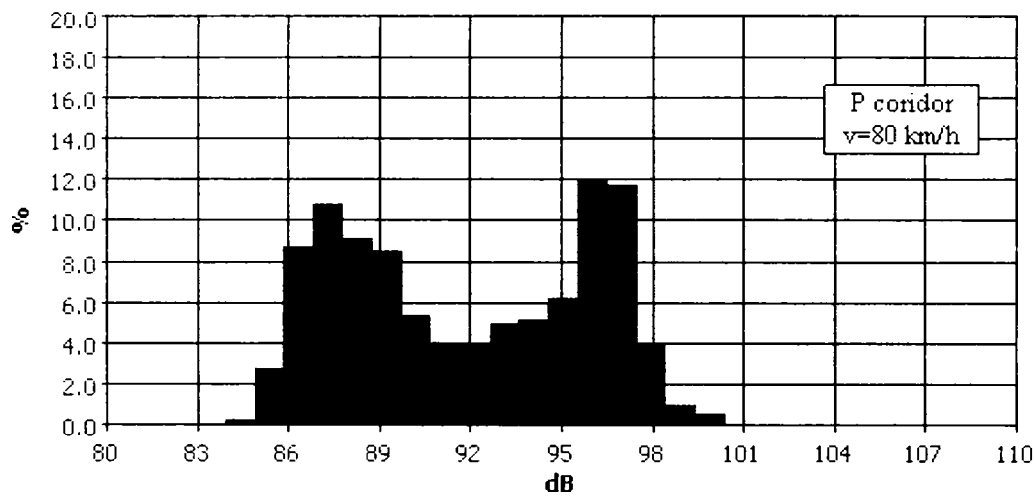


Fig. 5.66. Nivel zgomot statistic

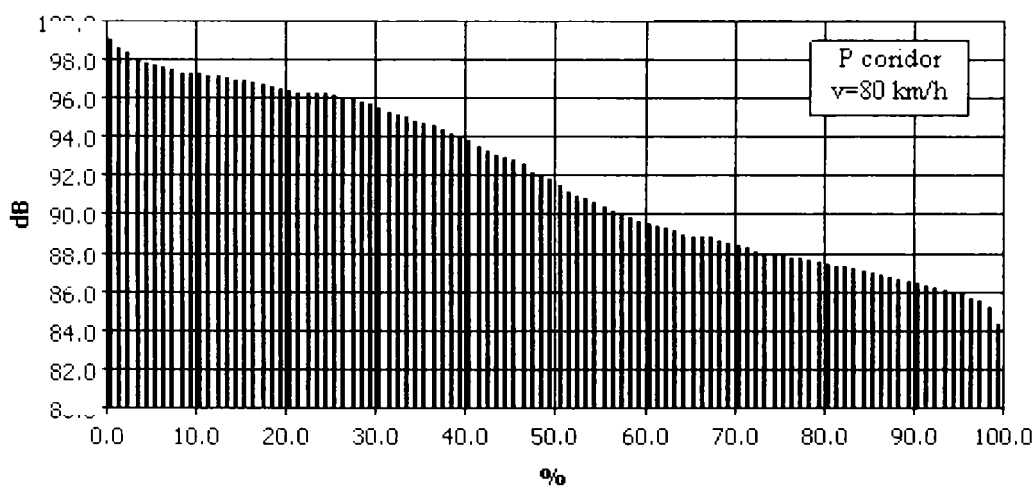


Fig. 5.67. Excedent nivel zgomot

Valorile înregistrate au depășit valoarea maximă admisă pe tot intervalul de măsurare la o viteză de circulație de 80 km/h.

Tren de marfă - pasaj trecere nivel;**Spațiu: exterior la 7,5 m de axa căii ferate;****Moment măsurare: în mers, $v = 60$ km/h.**

Condiții de încercare în mediu exterior conform Standard SR EN ISO 3095:

- sol plat, denivelări de la 0 – 1 m în raport de calea ferată;
- fără obstacole, persoane între microfon și sursa de zgomot;
- suprafața dintre vehiculul feroviar și microfon liberă de materiale fonoabsorbante (vegetație, zăpadă) sau reflectante (apă, gheață);

Condiții meteo:

- viteza vântului < 5m/s
- fără ploaie sau ninsoare.

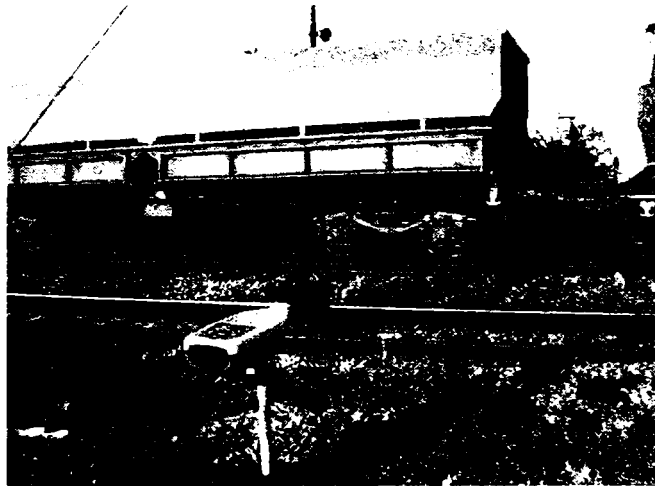


Fig.5.68

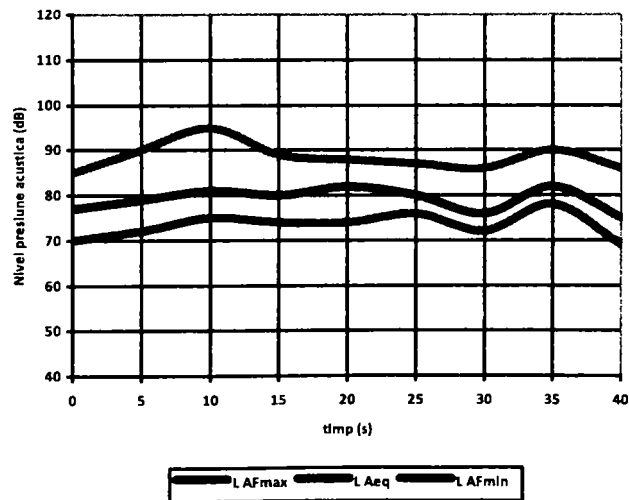


Fig. 5.69. Nivel zgomot exterior

Tabelul 5.27

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
65	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.017	0.017
66	0.000	0.134	0.084	0.050	0.017	0.034	0.034	0.050	0.050	0.017	0.470
67	0.034	0.017	0.000	0.000	0.000	0.134	0.050	0.134	0.084	0.134	0.588
68	0.067	0.034	0.218	0.185	0.218	0.101	0.235	0.353	0.286	0.235	1.932
69	0.185	0.134	0.185	0.151	0.269	0.185	0.202	0.084	0.084	0.118	1.596
70	0.134	0.101	0.134	0.034	0.067	0.017	0.067	0.034	0.000	0.067	0.655
71	0.017	0.050	0.034	0.034	0.218	0.101	0.067	0.017	0.084	0.050	0.672
72	0.034	0.101	0.034	0.017	0.000	0.134	0.084	0.067	0.118	0.118	0.706
73	0.218	0.202	0.151	0.084	0.118	0.084	0.134	0.134	0.269	0.218	1.613
74	0.168	0.134	0.269	0.218	0.370	0.235	0.286	0.386	0.252	0.269	2.587
75	0.302	0.319	0.437	0.454	0.521	0.504	0.319	0.420	0.319	0.437	4.032
76	0.403	0.689	0.638	0.638	0.622	0.739	0.689	0.857	0.756	0.806	6.838
77	0.806	0.941	0.941	0.924	0.941	0.958	0.974	0.958	0.874	1.159	9.476
78	1.193	0.958	1.243	1.176	1.243	0.857	1.546	1.596	1.411	1.630	12.853
79	1.495	1.865	1.781	1.193	1.378	1.798	1.445	1.915	1.563	1.462	15.894
80	1.344	1.478	1.394	1.277	1.394	1.512	1.193	1.294	1.109	1.310	13.306
81	1.378	1.042	1.092	0.874	0.874	0.790	0.790	0.706	0.689	0.790	9.022
82	0.874	0.689	1.058	0.638	0.689	0.554	0.571	0.571	0.655	0.571	6.872
83	0.470	0.319	0.286	0.454	0.302	0.353	0.235	0.286	0.252	0.218	3.175
84	0.151	0.151	0.151	0.185	0.151	0.134	0.151	0.134	0.185	0.151	1.546
85	0.101	0.151	0.202	0.386	0.185	0.353	0.286	0.336	0.286	0.269	2.554
86	0.084	0.084	0.118	0.151	0.134	0.050	0.151	0.017	0.101	0.067	0.958
87	0.168	0.017	0.067	0.034	0.050	0.017	0.017	0.000	0.050	0.000	0.420
88	0.017	0.000	0.017	0.017	0.017	0.000	0.000	0.000	0.017	0.017	0.101
89	0.000	0.000	0.017	0.000	0.017	0.000	0.000	0.000	0.017	0.000	0.050
90	0.017	0.000	0.000	0.017	0.017	0.000	0.000	0.000	0.017	0.034	0.101
91	0.017	0.000	0.000	0.034	0.000	0.000	0.000	0.000	0.034	0.000	0.084
92	0.000	0.000	0.000	0.034	0.000	0.000	0.017	0.000	0.034	0.000	0.084
93	0.000	0.000	0.000	0.050	0.000	0.000	0.017	0.000	0.034	0.000	0.101
94	0.000	0.000	0.000	0.034	0.000	0.000	0.000	0.034	0.017	0.000	0.084
95	0.000	0.000	0.000	0.017	0.017	0.017	0.034	0.017	0.017	0.017	0.134
96	0.000	0.000	0.017	0.034	0.000	0.017	0.017	0.017	0.017	0.000	0.118
97	0.017	0.000	0.017	0.017	0.000	0.017	0.000	0.000	0.017	0.000	0.084
98	0.017	0.017	0.017	0.000	0.000	0.017	0.000	0.017	0.000	0.000	0.084
99	0.000	0.017	0.017	0.000	0.000	0.017	0.017	0.000	0.017	0.017	0.101
100	0.000	0.000	0.050	0.017	0.017	0.017	0.017	0.017	0.000	0.000	0.134
101	0.000	0.017	0.017	0.000	0.000	0.017	0.017	0.017	0.000	0.000	0.084
102	0.000	0.017	0.034	0.017	0.000	0.000	0.000	0.017	0.017	0.017	0.118
103	0.017	0.000	0.034	0.000	0.000	0.000	0.017	0.000	0.017	0.000	0.084
104	0.000	0.017	0.000	0.034	0.000	0.000	0.017	0.000	0.017	0.000	0.084
105	0.017	0.000	0.017	0.000	0.000	0.017	0.017	0.017	0.000	0.000	0.084
106	0.034	0.034	0.034	0.000	0.000	0.017	0.034	0.000	0.034	0.000	0.185
107	0.017	0.017	0.017	0.000	0.017	0.000	0.017	0.017	0.000	0.000	0.101
108	0.017	0.017	0.000	0.050	0.000	0.000	0.034	0.017	0.017	0.017	0.168
109	0.017	0.000	0.017	0.000	0.017	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.050

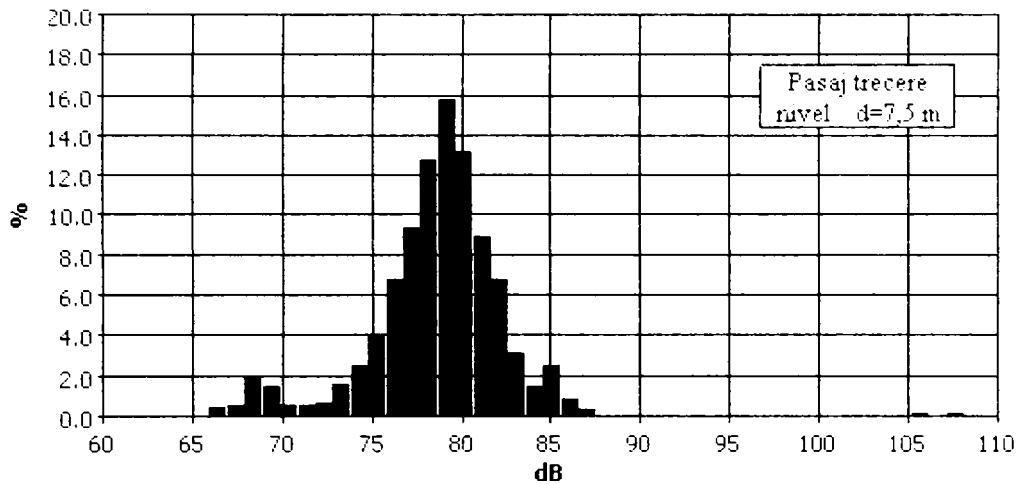


Fig. 5.70. Nivel zgomot statistic

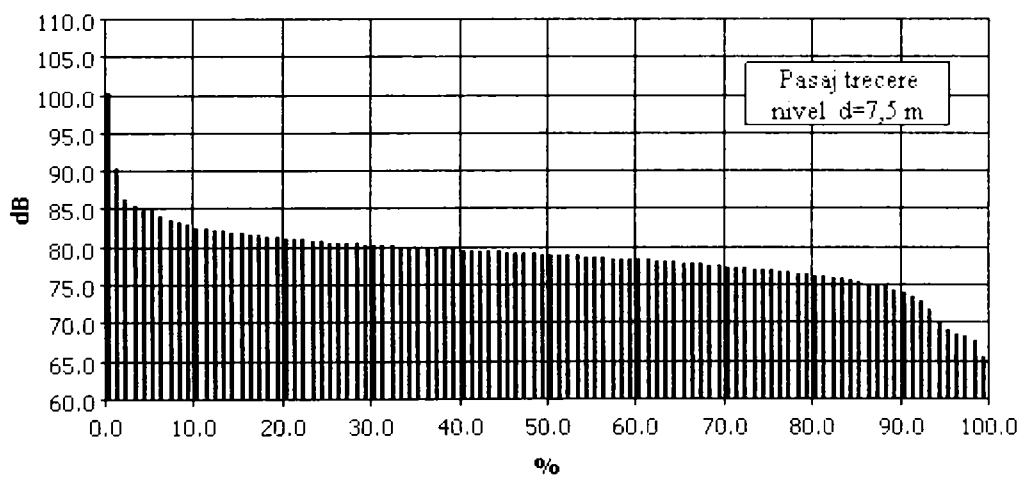


Fig. 5.71. Excedent nivel zgomot

Pentru acest caz au fost efectuate mai multe măsurători în câmp deschis, cu amplasarea microfonului la o distanță de 7,5 m față de axa căii ferate și la o înălțime de 1,2 m. Nivelul ridicat de zgomot a fost determinat în mare măsură de suprafețele reflectante din jurul căii ferate: drumuri, terasamentul căii, panouri de beton pe o latură a liniei ferate.

Se impune amplasarea unor panouri fonoabsorbante de-a lungul liniei astfel încât fronturile de undă emise la rulajul vehiculelor feroviare să poată fi absorbite lângă locul de emisie.

LE 5100 kW - trecere pe directă;
Spațiu: exterior la 7,5 m de axa căii ferate;
Moment măsurare: în mers, $v = 80$ km/h.

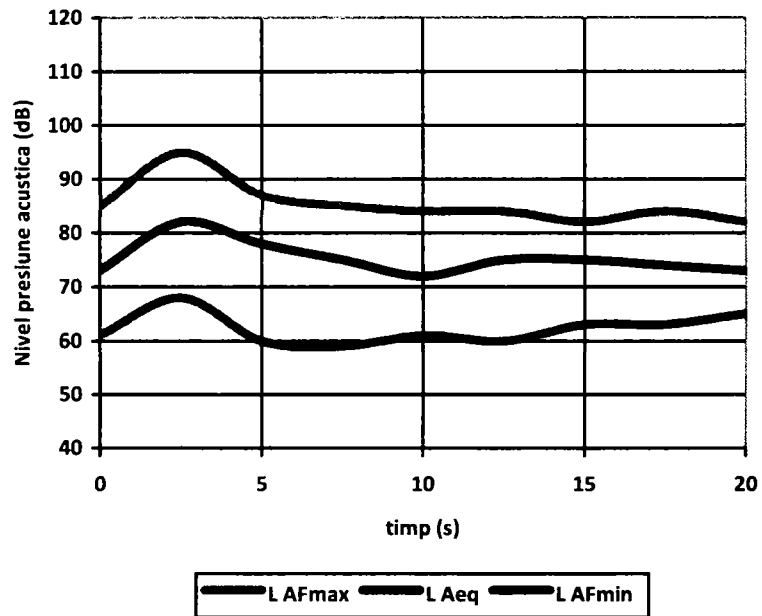


Fig. 5.72 Nivel zgomot exterior

Tabelul 5.28

Nivel zgomot dB(A)	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	%
57	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.521	0.521	0.729	1.563	1.875	5.208
58	1.146	1.458	0.417	0.938	1.042	0.625	1.146	0.938	0.729	0.313	8.750
59	0.833	1.146	0.625	0.208	0.729	0.313	1.146	1.250	0.104	0.521	6.875
60	0.417	0.208	0.729	1.563	0.417	1.250	0.833	0.313	0.208	0.625	6.563
61	1.250	0.521	0.521	0.417	0.417	0.417	0.208	0.417	0.104	0.104	4.375
62	0.313	0.625	0.625	0.104	0.208	0.313	0.104	1.146	1.667	1.250	6.354
63	1.354	1.354	1.458	1.667	1.563	0.833	0.833	0.729	0.625	0.625	11.042
64	1.146	0.625	0.417	0.208	0.104	0.000	0.104	0.208	0.000	0.000	2.813
65	0.104	0.000	0.208	0.104	0.313	0.625	0.833	0.417	0.313	0.833	3.750
66	0.521	0.729	0.521	0.729	0.104	0.000	0.313	0.208	0.208	0.000	3.333
67	0.208	0.208	0.521	0.625	0.417	0.521	0.521	0.417	0.313	0.313	4.063
68	0.104	0.313	0.208	0.313	0.104	0.313	0.000	0.104	0.313	0.000	1.771
69	0.104	0.208	0.208	0.313	0.104	0.104	0.104	0.104	0.208	0.313	1.771
70	0.104	0.104	0.000	0.104	0.208	0.208	0.000	0.417	0.625	0.313	2.083
71	0.104	0.000	0.208	0.000	0.104	0.208	0.000	0.104	0.104	0.104	0.938
72	0.000	0.208	0.104	0.000	0.313	0.104	0.104	0.104	0.208	0.000	1.146
73	0.104	0.104	0.208	0.104	0.104	0.313	0.208	0.000	0.208	0.000	1.354
74	0.208	0.104	0.104	0.000	0.208	0.104	0.104	0.104	0.104	0.104	1.146
75	0.104	0.208	1.042	0.208	0.104	0.104	0.000	0.104	0.208	0.000	2.083
76	0.104	0.104	0.104	0.104	0.000	0.000	0.104	0.104	0.104	0.000	0.729
77	0.000	0.104	0.104	0.104	0.000	0.104	0.000	0.000	0.104	0.000	0.521
78	0.000	0.104	0.000	0.000	0.104	0.000	0.104	0.104	0.000	0.104	0.521
79	0.104	0.000	0.104	0.000	0.000	0.104	0.000	0.104	0.000	0.104	0.521
80	0.000	0.000	0.104	0.104	0.000	0.104	0.000	0.104	0.104	0.000	0.521
81	0.104	0.104	0.000	0.104	0.000	0.104	0.104	0.104	0.000	0.104	0.729
82	0.000	0.000	0.104	0.104	0.000	0.000	0.104	0.000	0.000	0.104	0.417
83	0.000	0.104	0.000	0.104	0.000	0.000	0.104	0.000	0.000	0.104	0.417
84	0.000	0.000	0.104	0.000	0.000	0.000	0.104	0.000	0.104	0.000	0.313
85	0.000	0.104	0.000	0.000	0.104	0.000	0.000	0.000	0.104	0.000	0.313
86	0.104	0.000	0.000	0.000	0.104	0.000	0.000	0.000	0.104	0.000	0.313
87	0.000	0.000	0.000	0.104	0.313	0.208	0.208	0.104	0.000	0.313	1.250
88	0.000	0.208	0.104	0.208	0.208	0.104	0.208	0.417	0.313	0.313	2.083
89	0.208	0.417	0.104	0.313	0.208	0.313	0.313	0.104	0.313	0.104	2.396
90	0.208	0.208	0.104	0.417	0.208	0.313	0.208	0.313	0.208	0.208	2.396
91	0.417	0.417	0.313	0.104	0.104	0.000	0.208	0.000	0.208	0.104	1.875
92	0.313	0.417	0.208	0.729	0.104	0.104	0.313	0.313	0.104	0.208	2.813
93	0.208	0.521	0.104	0.521	0.729	0.417	0.417	0.417	0.417	0.417	4.167
94	0.625	0.313	0.833	0.208	0.000	0.104	0.000	0.208	0.000	0.000	2.292

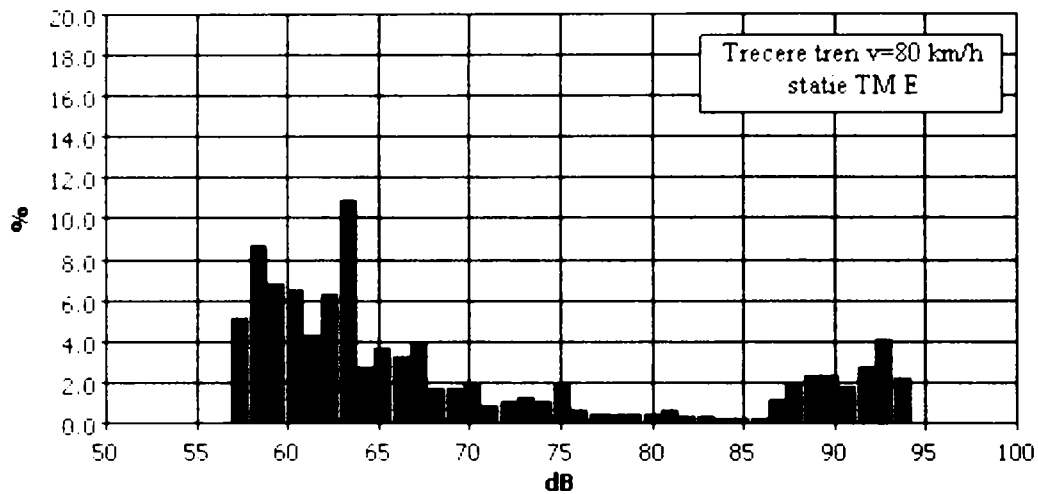


Fig. 5.73. Nivel zgomot statistic

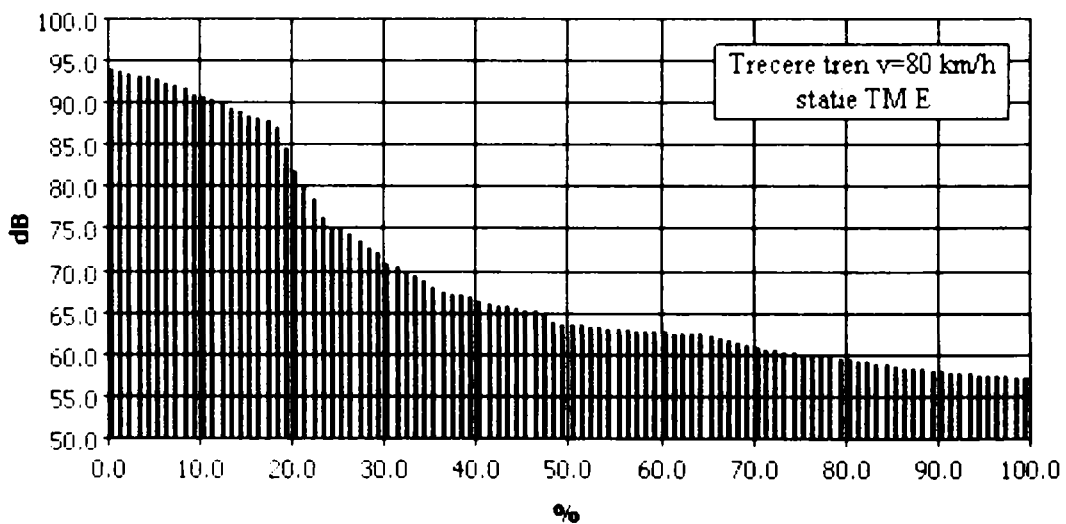


Fig. 5.74. Excedent nivel zgomot

În baza măsurărilor efectuate pe materialul rulant, sunt redată valorile înregistrate pentru: nivelul presiunii acustice ponderat A continuu echivalent LA_{eq} , nivelul presiunii de vârf LP_k , respectiv nivelul zgomotului de fond L_{90} . Pentru locomotive și automotoare (fig. 5.75) sunt prezentate nivelurile înregistrate în cabinile de conducere.

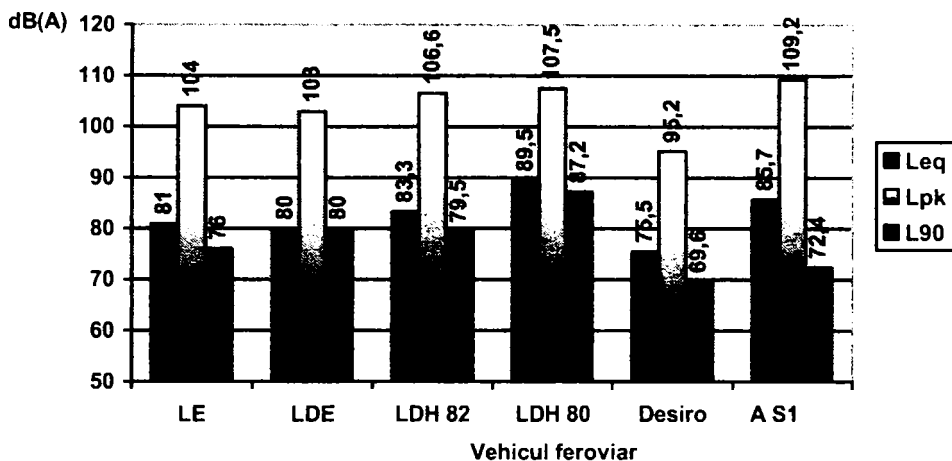


Fig. 5.75. Niveluri de zgomot în postul de conducere

Cu excepția locomotivei LDE modernizate și a automotorului Desiro în restul cazurilor se demonstrează că LA_{eq} depășește limita admisă. Zgomotul de fond are valori apropiate de valorile limită. În toate cazurile apar depășiri de scurtă durată și pentru LPk , uneori până la valori foarte mari, cazul automotorului S1000 unde se atinge un maxim de 109,2 dB.

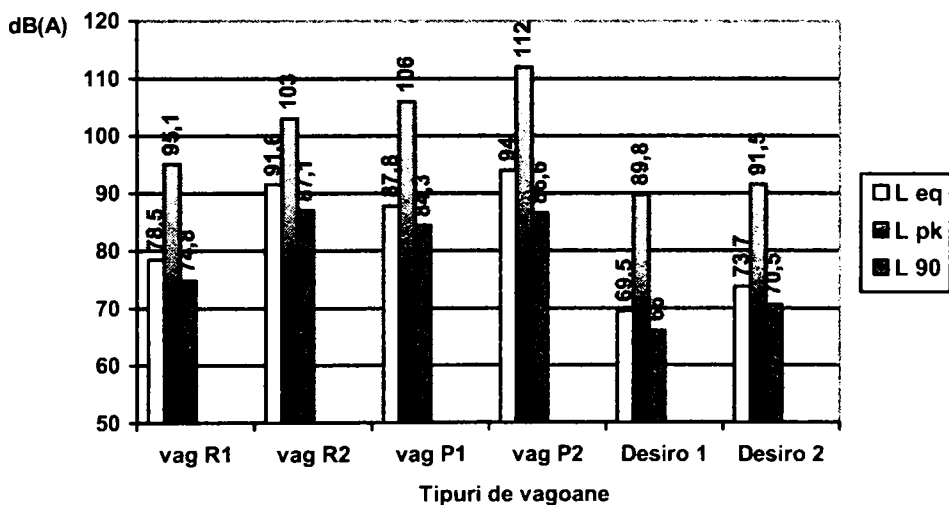


Fig. 5.76. Niveluri de zgomot la vagoane și automotoare

În figura 5.76 sunt redată LA_{eq} , LPk , $L90$ pentru spațiul interior al compartimentelor (1) respectiv (2) pentru spațiul culoarelor. Pentru toate vehiculele analizate înregistrările au fost efectuate la viteza standard de 80 km/h.

Indiferent de poziția compartimentului în interiorul vagonului, valorile înregistrate au depășit limitele impuse de normativele în vigoare.

Concluzii:

Pe baza măsurărilor efectuate pe vehiculele feroviare motoare se demonstrează că structura de izolare fonică de la cabinele de conducere nu poate oferi o protecție corespunzătoare pentru personalul care lucrează în mod curent la bordul acestor vehicule. Timpul de expunere la câmpuri acustice cu intensități mai mari de 90 dB(A) impune limitarea duratei de activitate în conformitate cu normele în vigoare. Această limitare a timpului de lucru trebuie să fie și în concordanță cu normele de protecția muncii pentru personalul din ramura de S. C. (Siguranța Circulației).

La locomotiva electrică de tip EA 5100 kW nivelul presiunii acustice LA_{eq} pe întreg intervalul analizat depășește nivelul de zgomot admis cu cel puțin 10-15 dB(A).

La locomotiva diesel - hidraulică tip DHC 1250 CP toți parametri înregistrați sunt depășiți datorită unei slabe izolări fonice față de compartimentul motor respectiv datorită amplasării postului de conducere deasupra transmisiei.

În majoritatea cazurilor, la vagoanele de călători s-a constatat că protecția fonică nu se încadrează în limitele impuse de fișa UIC 567 care recomandă ca în locurile destinate călătorilor indiferent de tipul vagonului (cu compartimente mari sau mici) și indiferent de poziția compartimentului (de capăt sau de la mijlocul vagonului) nivelul de zgomot să nu depășească 65 dB(A) pentru vagoane de clasa I, respectiv 68 dB(A) pentru vagoane de clasa a II-a, la viteza standard impusă de către UIC de 160 km/h pe o cale ferată în stare bună de întreținere.

La vagoanele din compunerea trenurilor de rang superior deși sunt nou construite sau modernizate, nivelul de zgomot în mers prezintă depășiri ale valorilor admise pentru viteze mai mari de 60 - 70 km/h.

În cazul staționării nivelul de zgomot măsurat la interiorul vagoanelor a depășit cu 3 - 8 dB(A) limita impusă de Fișa UIC numărul 553 care indică două praguri: unul restrictiv de 55 dB(A) pentru vagoane de clasa I, cușetă, de dormit sau restaurant și un prag mai puțin restrictiv de 60 dB(A) pentru vagoanele de clasa a II-a.

Recomandări:

La locomotive se impune ecranarea instalațiilor de forță în compartimentul mașinilor astfel încât la nivelul cabinei zgomotul să se încadreze în limitele admise.

Pentru vagoanele care sunt modernizate este necesară reproiectarea izolației din structura pereților și a podelei cu folosirea unor materiale cu grad mare de absorbție.

La vagoanele noi necompartimentate este necesară montarea ușilor interioare intermediare de acces, precum și utilizarea structurilor rezonatoare la pereții de capăt și la tavane. Materialele utilizate pentru izolarea fonică trebuie să aibă un grad ridicat de absorbție astfel încât să reducă energia acustică a fronturilor de undă.

Pentru toate vehiculele feroviare se recomandă utilizarea suspensiilor pe pernă de aer cu rol de atenuare a zgomotelor transmise pe cale solidă.

6. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

6.1. Concluzii generale

Cercetările efectuate s-au concentrat spre argumentarea teoretică și indicarea pe cale experimentală a avantajelor utilizării sistemului de transport feroviar în contextul acutizării problemelor legate de poluarea mediului ambiant. S-a pus accent pe optimizarea izolării fonice la materialul rulant de cale ferată, astfel încât nivelurile de emisii rezultate în exploatarea curentă să se încadreze în limitele prevăzute de legislația în vigoare.

Cercetarea teoretică a scos în evidență următoarele avantaje:

1. Sistemul de transport pe calea ferată prezintă cea mai mare capacitate de transport, fiabilitate, siguranță, rentabilitate economică în condițiile respectării normelor de poluare a mediului.
2. Utilizarea elementelor elastice de prindere și fixare a liniei permite o atenuare a zgomotului de rulaj prin reducerea nivelului de radiație acustică la nivelul șinelor. Adoptare acestui sistem dă rezultate foarte bune în special în cazul liniilor destinate trenurilor de mare viteză.
3. Izolarea fonică cu ecrane din materiale având coeficienți mari de absorbție la locul în care există emisia de zgomote prezintă cea mai bună soluție tehnică de limitare a poluării fonice. S-a demonstrat eficiența sporită a sistemelor compuse din ecrane duble la care indicii de atenuare au cele mai ridicate valori. Astfel utilizând două ecrane cu masa unitară însumată egală cu masa ecranului simplu, se obține o reducere semnificativă a transmisiei undelor elastice. A fost evidențiată influența frecvenței asupra indicelui de atenuare, respectiv variația indicelui de transmisie în funcție de unghiurile de incidență pe suprafețele ecranelor.
4. Reducerea nivelului de zgomot în interiorul vehiculelor feroviare se poate realiza și prin utilizarea pe suprafețele reflectante a unor materiale fonoabsorbante care pot reduce în proporție mare reflexiile multiple și implicit timpii de reverberație. Pentru încăperi mari s-a demonstrat eficiența izolărilor fonice cu structuri având elemente rezonatoare de tip Helmholtz.
5. Zgomotul de rulaj poate fi redus prin adoptarea mai multor măsuri: introducerea în exploatare a boghiurilor cu osii orientabile, adoptarea profilelor de uzură la roți, înlocuirea șinelor cu joante cu cele sudate.

Planul de cercetare experimental s-a desfășurat atât în laborator, cât și în exploatarea feroviară, pe vehicule aparținând companiei CFR. Rezultatele obținute certifică avantajele utilizării sistemelor de protecție fonică în scopul reducerii emisiilor poluante la interior și la exterior. Au fost testate în laborator diferite

materiale care se regăsesc în structura vehiculelor feroviare pentru a se evidenția proprietățile de izolare fonică. Au fost studiate mai multe variante constructive, comparându-se caracteristicile de atenuare fonică la diferite nivele de zgomot și frecvențe.

La testele efectuate în camera anecoidă a rezultat o diminuare a capacității de izolare fonică față valorile obținute prin calculul analitic în cazul unor materiale cu proprietăți identice. Acest fapt relevă că în realitate asupra oricărei structuri de izolație fonică acționează efectul de margine care produce o slăbire a capacității de izolare datorită suprapunerii undelor pe conturul de îmbinare. S-au pus în evidență avantajele utilizării structurilor compuse din ecrane duble pentru orice aplicație în domeniul izolării fonice.

Experimentările efectuate pe materialul rulant au relevat influența factorilor perturbatori asupra nivelului de zgomot. Sursele de zgomot predominante sunt cele reprezentate de instalațiile de forță amplasate pe vehiculele feroviare care trebuie izolate cu prioritate. În prezent la majoritatea vehiculelor s-a constatat o depășire semnificativă a valorilor limită impuse de standardele în domeniu.

La locomotivele aflate în exploatare s-au înregistrat valori maxime peste limita admisă pe tot intervalul de măsurare, fapt ce impune montarea unor ecrane de protecție în zona de emisie (sala mașinilor) dar și reconfigurarea compartimentării locomotivelor, prin crearea unor spații de trecere izolate fonic.

La vagoanele de călători au fost constatate deficiențe în privința izolării fonice la nivelul compartimentelor, în zonele de deasupra boghiurilor, cât și la capetele vagoanelor în zona peroanelor de acces. Atenuarea nivelului de zgomot se poate realiza prin mărirea grosimii stratului izolator din vată minerală de la 50 mm la 70 mm, cât și prin folosirea la pereții interiori a panourilor cu perforații care prezintă un coeficient de absorbție mărit.

Pentru diminuarea zgomotului exterior transmis pe cale solidă este necesară reproiectarea sistemului de suspensie, prin eliminarea arcurilor în foi și înlocuirea cu sistemul de amortizare pe pernă de aer.

6.2. Contribuții personale

1. Realizarea unui studiu de sinteză bibliografică privind sistemul de transport feroviar în contextul dezvoltării transporturilor feroviare prin interoperabilitatea cu alte rețele de transport feroviar în cadrul sistemului multimodal.
2. Analizarea metodelor de calcul privind mărimile acustice și proprietățile materialelor care pot fi utilizate în construcția structurilor de protecție ale vehiculelor feroviare și clădirilor.
3. Analizarea surselor de zgomot și a căilor de propagare în interiorul vehiculelor și în exterior, spre mediu. Realizarea unei sinteze privind impactul zgomotelor asupra oamenilor, precum și definirea tuturor factorilor de poluare fonică la calea ferată.
4. Contribuții la elaborarea metodologiei de calcul analitic pentru sistemul de cale ferată cu un etaj elastic având traverse de lemn, respectiv pentru sistemul cu două etaje elastice la suprastructura cu traverse din beton și compensatori elastici de atenuare.

5. Modelarea cu ajutorul softului Pro ENGINEER și analiza cu element finit utilizând softul specializat ANSYS pentru solicitările care apar în șinele de cale ferată la încărcarea cu sarcini variabile determinate de circulația locomotivei electrice de tip EA 5100 kW, respectiv pentru locomotiva diesel electrică LDE EGM 621.
6. Elaborarea unui model de calcul cu ajutorul programului MathCAD pentru determinarea caracteristicilor de izolare fonică. Au fost calculați parametrii de izolare fonică pentru structurile formate din ecrane simple, cu propagarea fronturilor de undă sub diferite unghiuri de incidență, precum și pentru structuri formate din ecrane duble în diverse configurații.
7. Studiul standardelor internaționale și al celor naționale în vederea armonizării mărimilor caracteristice utilizate pentru evaluarea nivelurilor de poluare fonică, respectiv al indicilor de expunere la zgomot. Elaborarea unui model de analiză a gradului de poluare fonică în transporturile feroviare.
8. Conceperea și realizarea unui stand, format dintr-o cameră anecoidă pentru experimentarea în laborator a diferitelor structuri de izolare fonică și a unui sistem de achiziție și de gestionare în timp real a măsurărilor efectuate.
9. Determinarea experimentală a nivelurilor de poluare fonică pe diferite secții de remorcare, în trafic feroviar și în incintele stațiilor de cale ferată pentru diverse tipuri de locomotive și vagoane existente în parcul CFR.
10. Analiza și prelucrarea datelor privind nivelurilor de poluare fonică cu ajutorul softului specializat Quest Suite II și elaborarea unei baze de date pe categorii de vehicule în vederea implementării unor măsuri de protecție a călătorilor și a personalului de pe locomotive, precum și pentru îmbunătățirea confortului. Datele obținute pot fi utilizate în viitor la proiectarea, construcția sau modernizarea vehiculelor feroviare.

LISTĂ FIGURI

- Fig. 1.1. Structura feroviară a rețelei CFR
- Fig. 1.2. Coridoarele pan-europene cu tranzit prin România
- Fig. 1.3. Structura rețelelor feroviare pe categorii de linii
- Fig. 1.4. Număr pasageri transportați pe administrații de cale ferată
- Fig. 1.5. Volumul de marfă transportat de operatorii de marfă
- Fig. 1.6. Terminal RO-LA
- Fig. 2.1. Propagarea undelor longitudinal
- Fig. 2.2. Propagarea undelor transversal
- Fig. 2.3. Curbe de egal nivel de tărie
- Fig. 2.4. Factori care influențează confortul la materialul rulant
- Fig. 2.5. Factori specifici de confort
- Fig. 3.1. Sursă de unde staționară
- Fig. 3.2. Sursă cu viteză de deplasare mai mică decât viteza sunetului
- Fig. 3.3. Sursă cu viteză de deplasare egală cu cea a sunetului
- Fig. 3.4. Sursă cu viteză de deplasare mai mare decât viteza sunetului
- Fig. 3.5. Reflexia undei la planul de separație
- Fig. 3.6. Refracția undei la planul de separație
- Fig. 3.7. Propagarea undei plane
- Fig. 3.8. Nivelul presiunii acustice la trecerea TGV
- Fig. 3.9. Influența uzurii ondulatorii la linie
- Fig. 3.10. Mecanismul de producere a zgomotului de rostogolire
- Fig. 3.11. Modelul șinei pe suport continuu cu un etaj elastic
- Fig. 3.12. Elementul de grindă
- Fig. 3.11. Modelul șinei pe suport continuu cu un etaj elastic
- Fig. 3.12. Elementul de grindă
- Fig. 3.13. Modelul șinei pe suport continuu cu două etaje elastice
- Fig. 3.14. Discretizare traverse de beton
- Fig. 3.15. Distribuția forțelor
- Fig. 3.16. Deformație totală
- Fig. 3.17. Deformație după axa x
- Fig. 3.18. Deformație după axa y
- Fig. 3.19. Deformație după axa z
- Fig. 3.20. Deformație echivalente elastice
- Fig. 3.21. Discretizare traverse de lemn
- Fig. 3.22. Distribuția forțelor
- Fig. 3.23. Deformație totală
- Fig. 3.24. Deformație după axa x
- Fig. 3.25. Deformație după axa y
- Fig. 3.26. Deformație după axa z
- Fig. 3.27. Deformație echivalente elastice
- Fig. 4.1. Căile de transmitere a zgomotelor la locomotivă
- Fig. 4.2. Căile de transmitere a zgomotelor la vagonul compartimentat
- Fig. 4.3. Propagarea undelor elastice printr-un ecran simplu
- Fig. 4.4. Distribuția forțelor pe ecranul simplu
- Fig. 4.5. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la sticlă

- Fig. 4.6. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare pentru placaj
Fig. 4.7. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la oțel
Fig. 4.8. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la geam 4 mm
Fig. 4.9. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la geam 5 mm
Fig. 4.10. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la geam 6 mm
Fig. 4.11. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la geam 8 mm
Fig. 4.12. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la placaj grosime 6 mm
Fig. 4.13. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la placaj grosime 10 mm
Fig. 4.14. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la placaj grosime 18 mm
Fig. 4.15. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la placaj grosime 20 mm
Fig. 4.16. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la oțel grosime 1,5 mm
Fig. 4.17. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la oțel grosime 2 mm
Fig. 4.18. Propagarea undelor printr-un sistem de ecranare dublu
Fig. 4.19. Modelul mecanic al ecranelor duble
Fig. 4.20. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare podea oțel -PFL
Fig. 4.21. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la perete oțel - PFL
Fig. 4.22. Influența frecvenței asupra indicelui de atenuare la ecran dublu sticlă - sticlă 10 mm
Fig. 4.23. Perete cu ecran perforat
Fig. 4.24. Ecrane duble
Fig. 4.25. Structură fonoabsorbantă cu 3 cavități
Fig. 4.26. Rezonatoare acustice
Fig. 4.27. Dependența coeficient absorbție - frecvență
Fig. 4.28. Căile de pătrundere a zgomotului aerian în compartiment
Fig. 4.29. Izolare fonică a inimii șinei în compartiment
Fig. 4.30. Roată cu elemente elastice în pachete
Fig. 4.31. Macaz cu inimă mobilă
Fig. 4.32. Secțiune transversală prin cutia unui vagon compartiment
Fig. 4.33. Tavan tratat antifonic
Fig. 4.34. Izolare fonică podea automotor
Fig. 4.35. Izolație pentru pereți
Fig. 4.36. Acoperiș de vagon izolat cu vată minerală
Fig. 4.37. Perete de izolare fonică la cabina locomotivei
Fig. 4.38. Carenaj longitudinal la partea inferioară a șasiului
Fig. 4.39. Ecran metalic casetat
Fig. 4.40. Ecran din beton precomprimat
Fig. 4.41. Ecran fonoabsorbant înalt pentru linii de mare viteză
Fig. 5.1. Schema bloc a sonometrului
Fig. 5.2. Răspuns specific pentru unghi de incidență
Fig. 5.3. Răspuns specific corectat
Fig. 5.4. Schema bloc a sonometrului
Fig. 5.5. Curbe de ponderare
Fig. 5.6. Incintă acustică
Fig. 5.7. Indicele de atenuare la placaj
Fig. 5.8. Indicele de atenuare la oțel
Fig. 5.9. Nivel zgomot sala mașinilor
Fig. 5.10. Nivel zgomot statistic
Fig. 5.11. Excedent nivel zgomot
Fig. 5.12. Nivel zgomot cabină LE $v=80$ km/h
Fig. 5.13. Nivel zgomot statistic
Fig. 5.14. Excedent nivel zgomot

- Fig. 5.15. Nivel zgomot cabină LE
- Fig. 5.15. Nivel zgomot cabină LE $v=120$ km/h
- Fig. 5.16. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.17. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.18. Nivel zgomot cabină LDH 1000 kW
- Fig. 5.19. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.20. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.21. Nivel zgomot cabină LDH 1250 CP
- Fig. 5.22. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.23. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.24. Nivel zgomot cabină LDH 1250 CP staționare
- Fig. 5.25. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.26. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.27. Post conducere LDE EGM 621
- Fig. 5.28. Nivel zgomot cabină LDE
- Fig. 5.29. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.30. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.31. Nivel zgomot compartiment MD
- Fig. 5.32. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.33. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.34. Nivel zgomot peron
- Fig. 5.35. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.36. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.37. Măsurare zgomot la postul 2 Desiro
- Fig. 5.38. Nivel zgomot cabină Desiro
- Fig. 5.39. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.40. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.41. Nivel zgomot compartiment
- Fig. 5.42. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.43. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.44. Nivel zgomot platformă acces
- Fig. 5.45. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.46. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.47. Nivel zgomot cabină automotor
- Fig. 5.48. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.49. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.50. Nivel zgomot vagon
- Fig. 5.51. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.52. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.53. Nivel zgomot vagon
- Fig. 5.54. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.55. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.56. Nivel zgomot peron acces
- Fig. 5.57. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.58. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.59. Nivel zgomot staționare
- Fig. 5.60. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.61. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.62. Nivel zgomot compartiment de capăt
- Fig. 5.63. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.64. Excedent nivel zgomot

- Fig. 5.65. Nivel zgomot culoar vagon
- Fig. 5.66. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.67. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.68. Măsurători în zona pasajului la nivel cu calea ferată
- Fig. 5.69. Nivel zgomot exterior în zona pasajului la nivel cu calea ferată
- Fig. 5.70. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.71. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.72. Nivel zgomot exterior stație
- Fig. 5.73. Nivel zgomot statistic
- Fig. 5.74. Excedent nivel zgomot
- Fig. 5.75. Analizare spectrală zgomot incintă stație
- Fig. 5.76. Analizare spectrală în spațiu de tranzit interior

LISTĂ TABELE

- Tabelul 2.1 impedanțe caracteristice
- Tabelul 2.2 indici de expunere la zgomote
- Tabelul 2.3 nivel expunere zilnică la zgomote
- Tabelul 3.1 coeficienți de reflexie și transmisie
- Tabelul 3.2 caracteristici structură cu traverse de beton
- Tabelul 3.3 caracteristici structură cu traverse de lemn
- Tabelul 5.1 mărimi caracteristice zgomotului
- Tabelul 5.2 standarde de acustică
- Tabelul 5.3 diferențe niveluri presiuni acustice
- Tabelul 5.4 indice de atenuare placaș
- Tabelul 5.5 diferențe niveluri presiuni acustice
- Tabelul 5.6 incertitudinea aparatelor de măsură
- Tabelul 5.7 caracteristici microfon
- Tabelul 5.8 nivel zgomot LE – sala mașinilor
- Tabelul 5.9 nivel zgomot LE 80 km/h
- Tabelul 5.10 nivel zgomot LE 120 km/h
- Tabelul 5.11 nivel zgomot LDH 1000 kW, v=80 km/h
- Tabelul 5.12 nivel zgomot LDH 1250 CP, v=80 km/h
- Tabelul 5.13 nivel zgomot LDH 1250 CP, staționare
- Tabelul 5.14 nivel zgomot LDE cabină mecanic
- Tabelul 5.15 nivel zgomot LDE compartiment motor
- Tabelul 5.16 nivel zgomot LDE staționare
- Tabelul 5.17 nivel zgomot Desiro cabina mecanicului
- Tabelul 5.18 nivel zgomot Desiro zona boghiului motor
- Tabelul 5.19 nivel zgomot Desiro platforma acces
- Tabelul 5.20 nivel zgomot automotor S1000
- Tabelul 5.21 nivel zgomot interior, v=80 km/h vagon R
- Tabelul 5.22 nivel zgomot interior, v=120 km/h vagon R
- Tabelul 5.23 nivel zgomot peron acces vagon R
- Tabelul 5.24 nivel zgomot staționare compartiment vagon R
- Tabelul 5.25 nivel zgomot compartiment vagon P
- Tabelul 5.26 nivel zgomot culoar vagon P
- Tabelul 5.27 nivel zgomot pasaj
- Tabelul 5.28 nivel zgomot pasaj LE 5100 kW nivel zgomot exterior

NOTAȚII

ASRO – Asociația de Standardizare din România
IRS – Institutul Român de Standardizare
ISO – Organizația Internațională de Standardizare
CEI – Comisia Electrotehnică Internațională
LDH – locomotivă diesel hidraulică
LDE – locomotivă diesel electrică
LE – locomotivă electrică
DESIRO - automotor
 $\bar{\alpha}$ - coeficient de absorbție [-]
A – suprafață echivalentă de absorbție [m^2]
c – viteza sunetului [m/s]
d – distanța de la sursă [m]
dB – decibel
f – frecvența sunetului, [Hz]
I – intensitatea sunetului [W/cm^2]
 I_0 – intensitatea de referință [W/cm^2]
 I_a – energia absorbită, [W/cm^2]
 I_i – energia incidentă, [W/cm^2]
 L_{10} – nivel zgomot maxim [dB]
 L_{50} – nivel mediu de zgomot [dB]
 L_{90} – nivel zgomot de fond [dB]
 L_{NP} – nivel poluare fonică [dB]
 N_c – climatul de zgomot [dB]
NC – criteriul de zgomot
p – presiunea acustică [Pa]
P – puterea acustică [W]
 p_0 – presiunea acustică de referință [Pa]
p – presiune măsurată [Pa]
R – constanta de suprafață
r – distanța față de sursă [m]
S – aria suprafeței [m^2]
SPL – nivelul presiunii sunetului [dB]
 T_{NI} – indice zgomot de trafic [dB]
 T_R – timp de reverberație [s]
 λ – lungimea de undă [m]
SPL (L) - nivel presiune acustică (sound pressure level)
SPL (L_eq) - nivel presiune acustică echivalentă (sound pressure level equivalent)
SPL (L_Pk) - nivel presiune acustică de vârf (sound pressure level peak)
SPL (L_Mx) - nivel presiune acustică maximă (sound pressure level maxim)
SPL (L_Mn) - nivel presiune acustică minimă (sound pressure level minim)

Bibliografie

1. *** Acustică. *Caracterizarea și măsurarea zgomotului din mediul înconjurător. Partea 1: Mărimi și procedee de bază*, IRS Standard Român, București, 1995
2. *** Acustică. *Caracterizarea și măsurarea zgomotului din mediul înconjurător. Partea 2: Obținerea de date*, IRS Standard Român, București, 1995
3. *** Acustică. *Caracterizarea și măsurarea zgomotului din mediul înconjurător. Partea 3: Aplicații la limite de zgomot*, IRS Standard Român, București, 1995
4. *** Acustică. *Măsurarea atenuării sonore a protectorilor individuali împotriva zgomotului*, IRS Standard Român, București, 1994
5. *** AEIF, *Tehnică de specificație pentru interoperabilitate - subsistem convențional de stoc de trenuri, aspect zgomot emis de vagoane de marfă, locomotive, multiple unituri și vagoane*, 2004
6. *** Agenda tehnică, Editura tehnică, București, 1990
7. *** CEI 6804 *Sonometre integratoare*, 1993
8. *** European Commission, *Commission decision of 30 May 2002, Concerning the technical specification for interoperability relating to the rolling stock of the trans-European high speed rail system*, Official Journal of the European Communities, 2002
9. *** ISO 532 Acustică - *Metodă de calcul al nivelului de tărie*
10. *** ISO 717-1 Acoustic - *Rating of sound Insulation in Buildings and of Building Elements. Part 1: Airborne sound Insulation*, 1996
11. *** ISO 717-1 Acoustic - *rating of sound Insulation in Buildings and of Building Elements. Part 2: Impact sound Insulation*, 1996
12. *** *Noise control, Principle and Practice*, Bruel & Kjaer, Copenhagen, 1986
13. *** *Noise emitted by vehicles, noise emitted by specific machines and equipment*, ISO Publ., Geneva, 1995
14. *** *Noise, Vibration, Light, Thermal Comfort*, Bruel & Kjaer, Naerum, 1986
15. *** ORE, C 163-RP 13, *Bruit de contact roue/rail. Reduction du bruit de roulement par traitement des roues*, 1989
16. *** *Owner`s Manual, Sound level meter*, Quest Tehnologies, Inc., 2007
17. *** Pr EN ISO, *Railway application - acoustic - measurement of noise emitted by rail bound vehicles*, 2001
18. *** SR EN 60942 *Calibratoare acustice*, București, 2004
19. *** SR EN ISO 266 Acustică - *Frecvențe standard*, București, 2003
20. *** SR EN ISO 3095 *Aplicații feroviare. Acustică. Măsurarea zgomotului emis de vehicule care circulă pe șine*, București, 2007
21. *** SR EN ISO 3381 *Aplicații feroviare. Acustică. Măsurarea zgomotului în interiorul vehiculelor care circulă pe șine*, București, 2007
22. *** SR ISO 9612, *Acustică. Măsurarea și evaluarea expunerii la zgomot în mediul de muncă*, ASRO Standard Român, București, 2000
23. *** SR ISO, *Referințe. Normative. Definiții*, București, 1999
24. *** STAS 10009-88 *Acustică urbană. Limitele admisibile ale zgomotului urban*
25. *** STAS 6161/1-89, *Măsurarea nivelului de zgomot în construcțiile civile. Metode de măsurare*
26. *** STAS 6161/3-89, *Determinarea nivelului de zgomot în localitățile urbane*, București, 1989

27. *** Statistica UIC, Revista Căilor Ferate, București, 2008
28. *** Standard E 795-00: *Standard practices for Mouting Test Specimens During sound Absorption Test*, ASTM International, West Conshohocken, 2001
29. Acatrinei, Gh., *Poluarea și protecția mediului ambiant*, Editura Universității „Al. I. Cuza”, Iași, 1994
30. Alexa, F., *Introducere în tehnica sunetului*, Editura de Vest, Timișoara, 1999
31. Bacria, V., *Studiul experimental al atenuării sunetului prin ecrane acoperite cu straturi absorbante*, Sesiunea de comunicări a Academiei Române, București, 1984
32. Ballou, G., *Handbook for Sound Engineers*, The New Audio Cyclopedia, Focal, Press, 1998
33. Bay, K., Brandstatt, P., Rambašek R., *Mitigation of the ventilation noises at the electric locomotive*, DAGA & SFA, Straßburg, 2004
34. Behr, W., Mather, M., *DB on track to halve rail noise by 2020*, Railway Gazette International, 2008
35. Beranek, L., *Acoustical Measurements*, Acoustical Society of America, Melville, 1988
36. Beranek, L., *Noise and vibration control*, Institute of Noise Control Engineering, Washington, D.C. 1988
37. Boutonnet, J., *Le confort dans le transport ferroviare*, Reveu Generale des Chemins de Fer, 1981
38. Bratu, P., *Acustica interioară pentru construcții de mașini*, Editura Impuls, București, 2002
39. Bratu, P., *Vibrațiile sistemelor elastice*, Editura Tehnică, București, 2000
40. Bruel, P. *sound Insulation and Room acoustic*, Chapman and Hall, London
41. Bunget, I., *Compediu de fizică*, Editura Științifică și Enciclopedică, București, 1988
42. Crețu, T., *Fizică, Curs universitar*, Editura Tehnică, București, 1996
43. Darabonț, A., *Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor*, Editura tehnică, București, 1975
44. Darabonț, A., Văiteanu, D., *Cercetarea poluării sonore și a vibrațiilor*, Editura Tehnică, București, 1975
45. Deutsche Bahn AG, *Key Environmental Data 2003*, Berlin, 2005
46. Drăgănescu, Gh., *Vibrații și zgomote*, Editura Politehnica, Timișoara, 2000
47. Drew, J., *Market reform revitalise european rail freight*, Railway Gazette International, 2008
48. Dungan, L., Ursu-Neamț, G., Stepan D., *The multifunctionality of secondary suspension for electric locomotive 060 EA*, Timișoara, 2007
49. Dungan, L., Ursu-Neamț, G., Stepan, D., Bocîi, S., *Study about behavior of connection system between box and bogie at CFR 060 EA 5100 kW electric locomotive at circulation in curve with 300, 600 radius*
50. Fendrich, L., *Explores the limits of ballastless track*, Railway Gazette International, 1995
51. Frid, A., Leth, S., *Noise control design of railway vehicles. Impact of new legislation*, Journal of Sound and Vibration 293, 2006
52. Frid, A., *Skirts and barriers for reduction of wayside noise from railway vehicles*, Journal of Sound and Vibration, 267, 2003
53. Gafițanu, M., Focșa, Vg., Merticaru, V., Biborosch, L., *Vibrații și zgomote*, Editura Junimea, Iași, 1980.
54. Gafițeanu, M., Merticaru, V., s.a., *Vibrații și zgomote*, editura Junimea, Iași, 1980

55. Gautier, P., Putcrabey, S., *Optimisation des ecranes acoustiques pour les trains a grande vitesse et le transport combine*, Rail International, 1997
56. Gautier, P.E., *Nouvelles methodes et nouveaux moyens pour l'acustique dans le domaine ferroviare*, Revue Generale des Chemins de Fer, 1995.
57. Ghita, E., *The Analysis of the State of Stress and Deformation in Contact Problems between Wheel and Rail for Hoisting and Transporting Machines and in Railway Transport*, Timișoara, 1997
58. Ghita, E., Goia, I., Stepan, D., *A computational analysis of a railway wheelset*, Kragujevac, 2006
59. Ghita, E., Ursu-Neamț G., Stepan, D., *Theoretical and experimental aspects concerning the wheel-rail contact analysis in the railway transport*, Buletinul Științific al U.P.T., Timișoara, 2006
60. Grassie, S., Gregory R., *The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation*, Journal Mechanical Engineering Science, 1982
61. Grumăzescu, M., Stan, A., *Combaterea zgomotelor și vibrațiilor*, Editura Tehnică, București, 1964
62. Hall, D. E., *Basic acoustic*, John Wiley & Son, Inc., New York, 1987
63. Hemord, C., - *Engineering acoustic and noise control*, Prentice Hall, 1993
64. Howard, D., Angus, J., *Acoustic and psychoacoustics*, Focal Press, 1996
65. Hristev, A., *Mecanică și acustică*, Editura APH, București, 1999
66. <http://net-active.com> *probleme de control activ al zgomotelor*
67. <http://noise.org> *probleme de control și eliminare a zgomotelor*
68. <http://www.db.de/environment>
69. <http://www.unife.org> , ERRAC – European Rail Research Advisory Council, *Strategic Rail Research Agenda*, 2002
70. <http://www.agir.ro>, *Asociația generală a Inginerilor din România*
71. <http://www.aifr.ro>, *Asociația Inginerilor feroviari din România*
72. <http://www.bruel&kjaer.com> *Aparatură de măsurare*
73. <http://www.cfr.ro>, *Compania Națională CFR Călători*
74. <http://www.environment.org> *protecția mediului*
75. <http://www.iso.ch>. standarde ISO
76. Jones, C., Edwards J., *Development and testing of wheels and the track components to reduce rolling noise*, Liverpool, 1996
77. Jones, C., Thompson, D., *Design of the railway wheel with acoustically improved cross-section and constrained layer damping*, Proceedings internoise, Nice, 2000
78. Klalivoda, M., Dannesskiold-Samsøe, U., *EU Rail noise, study of European priorities and strategies for railway noise abatement*, Journal of Sound and Vibration 267, 2003
79. Kootwijk Damman, C., *Les nuisances acoustiques du trafic ferroviare*, Rail International, 1997
80. Lăcătușu, R., Ghelase, I., *Mediul înconjurător*, vol. 3, 1994
81. Lopez, R., *Ingineria acustică*, Editura Paraninfo, Madrid, 1995
82. Magrab, E., *Environmental Noise Control*, John Wiley & Sons, New York, 1975
83. Masoero, M., Papi, D., *The European standards on rail ways noise*, Acustica, vol.82, 1996.
84. Mazilu, T., *Confortul la materialul rulant*, Editura Matrix, București, 2003
85. Mellet, C., Letourneaux, F., *High speed train noise emission, latest investigation of the aerodynamic/rolling contribution*, Journal of Sound and Vibration 193, 2005

86. Muller, G., Moser, M., *Taschenbuch der Technischen Akustic*, Springer, Berlin, 2003
87. ORE, C 163 / RP 18 *Etude fondamentale pour la reduction du bruit de roulement*, Utrecht, 1990.
88. Părașanu, V., Ponoran, I., Ciubotaru, V., *Combaterea poluării mediului înconjurător*, Editura Metropol, București, 1993
89. Popa, A., *Locomotive și automotoare cu motoare termice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1984
90. Popinceanu, N., Gafițeanu, M., Diaconescu, E., Crețu, S., Mocanu, D. R., *Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire*, Editura Tehnică, București, 1985.
91. Popovici, E., *Studiul mediului înconjurător, dimensiuni europene*, Editura Universității „Al. I. Cuza”, Iași, 1998
92. Pumnea, C., Grigoriu, G., *Protecția mediului ambiant*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1994
93. Remington, P. J. *Wheel / rail noise - part I: characterization of the wheel/rail dynamic system*, Journal of Sound and Vibration, 46(3), 1976.
94. Remington, P. J., *Wheel / rail noise - part IV: rolling noise*, Journal of Sound and Vibration, 46(3), 1976.
95. Reybardy, j., *L'insonorisation du materiel a voyageurs*, Reveu Generale des Chemins de Fer, 1972
96. Schulte-Werning, B., Beier, M., *Reasearch on noise and vibration reduction at DB to improve the environmental friendliness of railway traffic*, Journal of Sound and Vibration 293, 2006
97. Sebeșan, I., *Dinamica vehiculelor de cale ferată*, Editura Tehnică, București, 1995
98. Smicală, I., Bereteu, L., *Vibrații mecanice*, Editura Politehnica, Timișoara, 1994
99. Stan, A., Negrea, A., *Acustica mediului înconjurător*, București, 2002
100. Stein, B., Reynolds, J., ș.a., *Mechanical and electrical equipment for buildings*, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2006
101. Stepan, D., Dungan, L., Ursu-Neamț, G., *Design track railways. Track's impact on noise and vibration*, Buletinul științific al U.P.T., Timișoara, 2008
102. Stepan, D., Dungan, L., Ursu-Neamț, G., *Railway environmental noise control*, Buletinul Științific al U.P.T, Timișoara, 2008
103. Stepan, D., Ionel, I., Matei, M., *Optimizarea structurilor fonoabsorbante la vehiculele feroviare în vederea creșterii confortului*, AGIR, Timișoara, 2008
104. Stepan, D., Ursu-Neamț, G., *Îmbunătățirea confortului prin reducerea zgomotului în procesul de frânare al trenurilor*, AGIR, Timișoara, 2007
105. Stiebel, D., Behr, W., Brandl, K., *Silent Railway bridges*, DAGA & SFA, Straßburg, 2004
106. Thompson, D. J. *Wheel / rail contact noise: development and detailed evaluation of a teoretical model for the generation of wheel and rail vibration duet o surface roughness*, ORE DT 204 (C 163), Utrecht, 1988.
107. Thompson, D. J., Jones, C., *A tuned damping device for reducing noise from railway track*, Journal of Sound and Vibration 68, 2007
108. Turner, J., Pretore, A., *Acoustic for Engineers*, MacMillian Education Ltd., 1991
109. Ursoiu, C., Dumitrescu, C., *Poluarea sonoră și consecințele ei*, Editura Facla, Timișoara, 1986
110. Ursu-Neamț, G., Dungan, L., Mădăras, L., Stepan, D., *Study about wear of wheel's bandage for CFR 060-EA electric locomotive at circulation in small curves*

111. Ursu-Neamț, G., Ghita, E., Stepan, D., Matei, M., *Aspects regarding the dynamic running conditions of the LDE GM 2100 HP locomotive in curved route circulation*, Budapest, 2008
112. Ursu-Neamț, G., Stepan, D., *Studiul calității circulației dinamice în curbă a locomotivei 060 ea utilizând boghiuri libere*, AGIR, Timișoara, 2007
113. Uzuneanu, K., *Poluarea sonoră*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 2005
114. Văiteanu, D., Darabonț, A., ș.a., *Circulația și poluarea sonoră a mediului urban*, Editura Tehnică, București, 1984
115. Vereș, A., Vasilache, M., *Elemente de acustica clădirilor*, Editura CERMI, Iași, 2002
116. Vincent, N., Bouvet, P., *Theoretical optimisation of the track components to reduced rolling noise*, Journal of Sound and Vibration 193, 1996
117. Voinea, R., Voiculescu, D., *Vibrații mecanice*, Institutul Politehnic București, 1979
118. Wu, T. X., Thompson, D. J., *On the impact noise generation duet on a wheel passing over rail joints*, Journal of Sound and Vibration 267, 2003

Titluri recent publicate în colecția „TEZE DE DOCTORAT” seria 9: Inginerie Mecanică

1. **Andreea Anca Șimon** – *Considerații teoretice și experimentale privind realizarea computerizată a tiparelor, cu ajutorul manechinelor virtuale pentru design vestimentar, ISBN 978-973-625-728-5, (2008);*
2. **Amalia-Virginia Țirdea** – *Metode și echipamente de izolare autovibratorie a pieselor mecanice, ISBN 978-973-625-740-7, (2008);*
3. **Diana Silaghi** – *Cercetări teoretice și experimentale privind posibilitățile de verificare a energiei solare ca sursă nepoluantă, ISBN 978-973-625-743-8, (2008);*
4. **Liliana Drăgan** – *Contribuții privind acționarea pneumatică a dispozitivelor de protezare și susținere a scheletului uman, ISBN 978-973-625-506-9, (2008);*
5. **Marius Buzera** – *Cercetări experimentale privind realizarea automată a proceselor de prelucrare primară, ISBN 978-973-625-760-5, (2008);*
6. **Karoly Menyhardt** – *Sistem inteligent de protezare pentru membrul superior, ISBN 978-973-625-763-6, (2008);*
7. **Nicolae Lonțiș** – *Cercetări teoretice și experimentale privind cogenerarea cu motor m.a.i., funcționând cu bio-combustibil, ISBN 978-973-625-766-7, (2008);*
8. **Ramona Nagy** – *Cercetări privind comportarea neliniară a unor sisteme mecanice cu discontinuități datorate ciocnirii, ISBN 978-973-625-786-5, (2008);*
9. **Radu Thuma (născut Bârzeanu)** – *Contribuții privind controlul noxelor pentru motoare diesel cu injecție directă de foarte înaltă presiune, ISBN 978-973-625-804-6, (2009);*
10. **Ferenc Volloncs** - *Cercetari privind efectele reglajelor efectuate intre inspectiile tehnice asupra performantelor tehnico- functionale si a nivelului noxelor pentru autovehicule rutiere urbane, ISBN: 978-973-625-805-3, (2009).*



EDITURA POLITEHNICA