

Magyarország célba ér



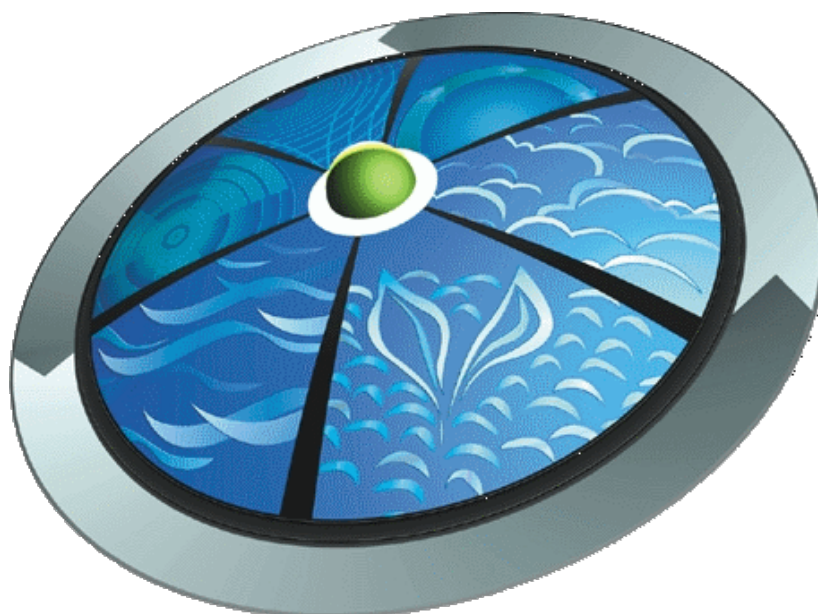
Készült

a HEFOP 3.3.1-P.-2004-0900152/1.0 azonosítójú
„A Felsőoktatás szerkezeti és tartalmi fejlesztése”
című pályázat keretében.

Konzorciumvezető: Pannon Egyetem



Környezetmérnöki Tudástár Sorozat szerkesztő: Dr. Domokos Endre



13. kötet

Zaj- és rezgésvédelem

Szerkesztő:

Dr. Domokos Endre és Dr. Horváth Béla

Pannon Egyetem – Környezetmérnöki Intézet

Magyarország célba ér



Készült
a HEFOP 3.3.1-P.-2004-0900152/1.0 azonosítójú
„A Felsőoktatás szerkezeti és tartalmi fejlesztése”
című pályázat keretében.
Konzorciumvezető: Pannon Egyetem



Környezetmérnöki Tudástár
Sorozat szerkesztő: Dr. Domokos Endre

13. kötet

Zaj- és rezgésvédelem

Szerkesztő: Dr. Domokos Endre és Dr. Horváth Béla

Szerzők:

Bozóki Zoltán
Czupy Imre
Domokos Endre
Horváth Béla
Horváth Róbert
Koren Edit
Koscsó Gábor
Kováts Attila
Muntág András

ISBN: 978-615-5044-38-0

2. javított kiadás – 2011

Első kiadás: 2009

Veszprém

Pannon Egyetem – Környezetmérnöki Intézet

Környezetmérnöki Tudástár

eddig megjelent kötetei

01. Környezetföldtan
02. Környezetgazdálkodás
03. Talajvédelem, talajtan
04. Egészségvédelem
05. Környezeti analitika
06. Környezetvédelmi műszaki technológiák, technológiai rendszerek modellezése, ipari technológiák és szennyezéseik
07. Környezettan
08. Földünk állapota
09. Környezeti kémia
10. Vízgazdálkodás-Szennyvíztisztítás
11. Levegőtisztaság-védelem
12. Hulladékgazdálkodás
13. Zaj- és rezgésvédelem
14. Sugárvédelem
15. Természet- és tájvédelem
16. Környezetinformatika
17. Környezetállapot-értékelés, Magyarország környezeti állapota, monitorozás
18. Környezetmenedzsment rendszerek
19. Hulladékgazdálkodás II.
20. Környezetmenedzsment és a környezetjog
21. Környezetvédelmi energetika
22. Transzportfolyamatok a környezetvédelemben
23. Környezetinformatika II.
24. Talajtan és talajökológia
25. Rezgési spektroszkópia

Tartalomjegyzék

1 Zajvédelem	14
1.1 Zajvédelmi alapok (Horváth Róbert)	14
1.1.1 Akusztikai alapfogalmak	14
1.1.1.1 Hanghullámok	14
1.1.1.1.1 Hullámmozgások leírása	14
1.1.1.1.2 Hullámegyenlet	15
1.1.1.1.3 Tranzverzális hullámok terjedése megfeszített húron	18
1.1.1.1.4 Síkhullámok	19
1.1.1.1.5 Gömbhullámok	20
1.1.2 Hang fogalma	21
1.1.2.1 Hangsebesség	21
1.1.2.2 Hangteljesítmény, hangintenzitás	28
1.1.2.3 Hullámok összegzése: állóhullámok, lebegés, sajátrezgések	28
1.1.3 Doppler-hatás, fejhullámok	37
1.1.3.1 Nyugvó hangforrás mozgó megfigyelő esetén	37
1.1.3.2 Mozgó hangforrás nyugvó megfigyelő esetén	37
1.1.4 Hangszínkép	39
1.2 Akusztikai mérőszámok (Horváth Róbert)	46
1.2.1 Bevezetés	46
1.2.2 Decibel fogalma	51
1.2.2.1 Bevezetés	51
1.2.2.2 Hangnyomásszint	51
1.2.2.3 Hangteljesítmény és hangteljesítmény-szint	53
1.2.2.4 Hangintenzitás szint	54
1.2.2.5 Részecskesebesség és a részecskesebesség-szint	54
1.2.2.6 Akusztikus impedancia	55
1.2.3 Műveletek szintekkel	56
1.2.3.1 Szintek kombinálása	56
1.2.3.2 Két független hangforrás eredő szintjének számolása	57
1.2.3.3 Szintek különbségének kiszámítása	57
1.2.4 Súlyozott hangnyomásszintek	58
1.2.4.1 Egyenlő hangosság görbék	58
1.2.4.2 Hangnyomásszintek súlyozása	59
1.2.4.3 Oktáv sáv szintek	60
1.2.5 Egyenértékű hangnyomásszint	61
1.2.5.1 Állandó zaj egyenértékű hangnyomásszintje	61
1.2.5.2 Szakaszosan állandó zaj egyenértékű hangnyomásszintje	62
1.2.5.3 Egyes zajeseményekből álló zaj egyenértékű hangnyomásszintje	62
1.2.5.4 Egyenértékű hangnyomásszint meghatározása általános esetben	62
1.2.5.5 Az egyenértékű hangnyomásszinten alapuló egyéb zajjellemzők	63
1.3 Hangterjedés (Bozóki Zoltán)	64
1.3.1 Hangterjedés szabad térben	64
1.3.1.1 Meteorológiai effektusok	67
1.3.1.2 Hang-gátló fal	67
1.3.1.3 Hullámtani alapjelenségek	68
1.3.2 3.2 Hangterjedés zárt térben	70
1.3.2.1 Közvetlen és zengő hang	70
1.3.2.2 Utózengetési idő	71
1.3.2.3 Hangszigetelés hatása	72
1.3.2.4 Teremrezonanciák	72
1.3.3 Hangterjedés falakon át	72
1.3.3.1 Hangterjedés falon keresztül	72
1.3.3.2 Egyrétegű fal hanggátlása	73

1.3.3.3	Kétrétegű fal hanggátlása	76
1.4	Zajforrások (Kováts Attila)	78
1.4.1	Léghang-gerjesztésű zajforrások	79
1.4.1.1.1	Aeropulzív források	79
1.4.1.2	Aerodinamikus források	79
1.4.2	Testhang-gerjesztésű zajforrások	80
1.4.3	Léghang-gerjesztésű zajforrások rendszere	81
1.4.3.1	Monopól források	85
1.4.3.2	Dipól források	85
1.4.3.3	Quadropól források	87
1.4.3.4	Akusztikai áttételek	88
1.4.4	A testhang-gerjesztésű zajforrások rendszere	89
1.4.4.1	Impedanciák	90
1.4.4.2	Átviteli tényező	93
1.4.4.3	Sugárzási tényező	95
1.4.4.4	Gerjesztések	96
1.4.5	Alapvető szerkezeti zajforrások	97
1.4.5.1	Csapágyak és csapágyazások	98
1.4.5.1.1	Siklócsapágyak	98
1.4.5.1.2	Gördülőcsapágyak	98
1.4.5.2	Hajtások	98
1.4.5.2.1	Erőzáró hajtások	98
1.4.5.2.2	Lánchajtások	99
1.4.5.2.3	Fogaskerék-hajtások	99
1.4.5.3	Villamosgépek	100
1.4.5.3.1	Transzformátorok	101
1.4.5.3.2	Villamos forgógépek	101
1.4.5.3.3	Kapcsolóberendezések	101
1.4.5.4	Légtechnikai berendezések	102
1.4.5.4.1	Ventilátorok	102
1.4.5.4.2	Légűtők	102
1.4.5.4.3	Hálózati zaj	103
1.4.5.5	Hidraulikus és pneumatikus berendezések	103
1.5	Zaj hatása az emberre (Muntág András)	104
1.5.1	Bevezetés	104
1.5.2	Zaj okozta halláskárosodás (hearing impairment)	104
1.5.3	Zaj hatása a beszédértésre	108
1.5.4	Zaj okozta alvászavar	110
1.5.5	Zaj kardiovaszkuláris és fiziológiai hatásai	112
1.5.6	Zaj mentális egészségügyi hatásai	114
1.5.7	Zaj hatása a teljesítményre	114
1.5.8	Zaj hatása a lakóhelyi magatartásra és a zavarásérzetre	115
1.5.9	Összetett zajok hatásai	118
1.5.10	Veszélyeztetett csoportok	119
1.6	Környezeti zajok (Koren Edit)	120
1.6.1	Létesítmények zajkibocsátása	121
1.6.2	Közúti és vasúti közlekedési zajok	124
1.6.2.1	Közúti zaj	126
1.6.2.1.1	Motorzaj	126
1.6.2.1.2	Erőátvitel zaja	127
1.6.2.1.3	Karosszériazaj	127
1.6.2.1.4	Kipufogózaj	127
1.6.2.1.5	Gumiabroncs-zaj	127
1.6.2.1.6	Segédberendezések zaja	128
1.6.2.1.7	Gépjármű-zajforrások összegzett hatása	128

1.6.2.2	Vasúti zaj.....	130
1.6.2.2.1	Vasúti járművek zaja	132
1.6.2.2.2	Gördülési zaj.....	135
1.6.3	Repülési zaj.....	136
1.6.4	Környezeti zaj csökkentésének lehetőségei	138
1.6.4.1	Ipari zaj csökkentése.....	138
1.6.4.2	Közlekedési zajok csökkentése	138
1.6.5	Zajtérképek.....	141
1.7	Jelfeldolgozás (Bozóki Zoltán)	146
1.7.1	Jelfeldolgozási alapfogalmak.....	146
1.7.1.1	Bevezetés.....	146
1.7.1.2	Fourier-analízis	146
1.7.1.3	Időjel és hangszínek kapcsolata.....	150
1.7.1.4	Átviteli függvény	151
1.7.2	Jelelemzés	152
1.7.2.1	Analóg jelelemzési módszerek.....	153
1.7.2.2	Digitális jelelemzési módszerek	153
1.7.2.2.1	Analóg-digitális átalakító.....	153
1.7.2.2.2	Gyors Fourier transzformáció	154
1.7.2.3	Akusztikus rendszerek átviteli függvényének meghatározása.....	157
1.8	Zajmérés (Koscsó Gábor)	158
1.8.1	Alapfogalmak, bevezetés	158
1.8.2	Zajvédelmi mérések célja, mérendő mennyiségek	158
1.8.2.1	Környezeti és munkahelyi zajterhelés meghatározása	159
1.8.2.2	Környezeti zaj háttérterhelés mérése.....	161
1.8.2.3	Berendezések zajkibocsátásának meghatározása	162
1.8.2.4	Különböző anyagok és kialakítások akusztikai tulajdonságainak mérése.....	162
1.8.3	Zajmérő eszközök.....	163
1.8.3.1	A hang érzékelése.....	163
1.8.3.1.1	Mikrofonok	163
1.8.3.1.2	Mikrofonok különleges alkalmazásai	165
1.8.3.1.3	Hangintenzitás mérés	165
1.8.3.2	Zajmérő műszerek	165
1.9	Zajcsökkentés (Koscsó Gábor).....	169
1.9.1	Bevezetés	169
1.9.1.1	Zaj fogalma	169
1.9.1.2	Környezeti zajterhelés jellegzetességei	169
1.9.1.2.1	Zajvédelem feladata.....	170
1.9.2	Zajcsökkentés módszertani elveinek áttekintése.....	170
1.9.2.1	Zajforrás által kibocsátott hangteljesítményszint csökkentése	171
1.9.2.1.1	Általános alapelvek	171
1.9.2.1.2	Hangteljesítményszint csökkentés a mechanikai zajforrásoknál	172
1.9.2.1.3	Hangteljesítményszint csökkentés áramlási eredetű zajforrásoknál	172
1.9.2.1.4	Hangteljesítményszint csökkentés termikus eredetű zajforrásoknál	173
1.9.2.2	Zajcsökkentés a hang terjedésének megakadályozásával	173
1.9.2.2.1	Hangterjedés megakadályozása szabad térben.....	173
1.9.2.2.2	Hangterjedés megakadályozása falakkal határolt térben belső zajforrás esetén.....	174
1.9.2.2.3	Hangterjedés megakadályozása falakkal határolt térben külső hangforrás esetén	174
1.9.2.2.4	Hangterjedés megakadályozása csatornában.....	174
1.9.2.3	Egyéni zajvédelem	175
1.9.3	Zajforrások által kibocsátott zaj csökkentésének módszerei	176
1.9.3.1	Gépelemek, gépészeti berendezések zaja	176
1.9.3.1.1	Gördülőcsapágyak zaja	176
1.9.3.1.2	Siklócsapágyak zaja	177
1.9.3.1.3	Fogaskerék-hajtások zaja	178

1.9.3.1.4	Hajtóművek zaja.....	179
1.9.3.1.5	Lánchajtások zaja	179
1.9.3.1.6	Szíjhajtások zaja	179
1.9.3.2	Villamos berendezések zaja	180
1.9.3.2.1	Transzformátorok zaja	180
1.9.3.2.2	Villamos forgógépek zaja	181
1.9.3.3	Áramlástechnikai berendezések zaja.....	181
1.9.3.3.1	Ventilátorok zaja	181
1.9.3.3.2	Örvényszivattyúk zaja	183
1.9.3.3.3	Térfogat-kiszorítás elvén működő áramlástechnikai gépek zaja	184
1.9.3.3.4	Szabályozó elemek, fojtások zaja.....	184
1.9.3.3.5	Szabadsugarak zaja	186
1.9.3.4	Kalorikus berendezések zaja.....	186
1.9.3.4.1	Szabad lángok, égők zaja.....	186
1.9.3.4.2	Kemencék, kazánok zaja	187
1.9.3.4.3	Hűtőgépek zaja	187
1.9.3.4.4	Belsőégésű motorok zaja	187
1.9.3.4.5	Gázturbinák zaja.....	188
1.9.4	Zajcsökkentés a hang terjedésének megakadályozásával.....	189
1.9.4.1	Zajcsökkentés szabad térben.....	189
1.9.4.1.1	Zajcsökkentés a hangforrástól mért távolság megfelelő megválasztásával	189
1.9.4.1.2	Pontszerű hangforrás távolférfi közelítése	190
1.9.4.1.3	Hangterjedési veszteségek.....	191
1.9.4.1.4	Zajárnyékoló fal.....	192
1.9.4.2	Zajcsökkentés falakkal határolt térben.....	194
1.9.4.2.1	Hangterek számítása falakkal határolt térben	194
1.9.4.2.2	Zajvédő tokozás	197
1.9.4.2.3	Zajvédő tok beiktatási veszteségének meghatározása	197
1.9.4.3	Zajcsökkentés csövekben, csatornákban.....	200
1.9.4.3.1	Reaktív hangtompítók.....	200
1.9.4.3.2	Egyszerű expanziós dob	201
1.9.4.3.3	Elnyeléses hangtompítók	201
2	Rezgésvédelem.....	204
2.1	Rezgéstani alapfogalmak (Czupy Imre, Horváth Béla)	204
2.1.1	Mechanikai rezgések	204
2.1.2	Súlyozott egyenértékű rezgésgyorsulás	224
2.2	Emberre ható munkahelyi rezgések (Czupy Imre, Horváth Béla).....	230
2.2.1	Emberi szervezet érzékenysége a rezgésekkel szemben.....	230
2.2.2	Lokálisan ható rezgések	234
2.2.3	Egész testre ható rezgések	239
2.3	Rezgésmérés (Koren Edit)	246
2.3.1	Rezgésmérő műszerek, érzékelők	246
2.3.2	Lokálisan ható rezgések mérése és értékelése	252
2.3.2.1.1	A kézre ható rezgések mérése	253
2.3.2.2	A kézre ható rezgésmérések értékelése	255
2.3.3	Egész testre ható rezgések mérése és értékelése	256
2.3.3.1	Egész testre ható rezgések mérése.....	257
2.3.3.2	Az egész testre ható mérések értékelése	259
2.3.4	Környezeti rezgések mérése és értékelése (Muntág András)	262
2.3.4.1	Bevezetés.....	262
2.3.4.2	Környezeti rezgés mérése.....	262
2.3.4.2.1	Mért rezgésjellemező	262
2.3.4.2.2	Félperces maximumok meghatározása.....	263
2.3.4.2.3	Rezgésterhelés legnagyobb értékének meghatározása.....	263

2.3.4.2.4	Mérési eredmények értékelése és döntés a vizsgálat folytatásáról	264
2.3.4.2.5	Rezgésterhelés meghatározása.....	264
2.3.4.2.6	Az rezgésterhelés értékelése	265
2.3.4.3	Épületrezgések mérése	266
2.3.4.3.1	Alapelvek.....	266
2.3.4.3.2	Értékelés alapjául szolgáló rezgésjellemző	267
2.3.4.3.3	Rövid idejű épületrezgések megítélése	267
2.3.4.3.4	Kifáradást is okozó épületrezgések megítélése	267
2.3.4.4	Technológiai rezgés mérése.....	268
2.4	Rezgéscsökkentés módjai (Kovács Attila)	269
2.4.1	Rezgéscsillapítás	270
2.4.1.1	Rezgéscsillapítás a gerjesztő hatások csökkentésével	270
2.4.1.2	Rezgéscsillapítás a rezgő rendszerből történő energia-elvonással	271
2.4.1.2.1	Anyagcsillapítás.....	274
2.4.1.2.2	Súrlódásos rezgéscsillapítás.....	275
2.4.2	Gépalapozás [FARKAS J.: 1974; Fémszerkezetek; 1974; Budapest; Tankönyvkiadó;]	279
2.4.3	Munkahelyi rezgésterhelések csökkentése	283
2.4.3.1	Rezgéscsökkentők	283
2.4.3.1.1	Csavarrugók	284
2.4.3.1.2	Gyűrűs rugók.....	288
2.4.3.1.3	Tányérrugók	289
2.4.3.1.4	Gumirugók	290
2.4.3.1.5	Egyéb rugók.....	291
2.4.4	Rezgéscsökkentő szerkezetek.....	291

Ábrajegyzék

1. ábra Hanghullám terjedése	16
2. ábra Tértfogatelemre ható nyomóerő.....	17
3. ábra Tranzverzális húrhangterjedés	18
4. ábra Egydimenziós nyomáshullám terjedése	19
5. ábra Hangterjedés pozitív gradiens esetén	25
6. ábra Hangterjedés negatív gradiens esetén	25
7. ábra Hangterjedés szél esetén (oldalnézet)	26
8. ábra Hangterjedés szél esetén (felülnézet)	26
9. ábra Síkhullám mechanikai paraméterei.....	27
10. ábra Állóhullámok kialakulása	29
11. ábra Állóhullámok kitérésének eloszlása	30
12. ábra Lebegés kialakulása	31
13. ábra Hullám visszaverődése rögzített húr végén	32
14. ábra Hullám visszaverődése szabad húr végén	32
15. ábra Rezgő húr sajátrezgése	34
16. ábra Zenei hang nyomásfüggvénye	35
17. ábra Fourier-sor első harmonikus összetevői	36
18. ábra Doppler-hatás mozgó megfigyelő esetén	37
19. ábra Doppler-hatás mozgó hangforrás esetén.....	38
20. ábra Hangsebességgel mozgó hangforrás hullámtere	38
21. ábra Hangsebesség felett mozgó hangforrás hullámtere	39
22. ábra Hallható hangok hangélmény szerinti osztályozása.....	40
23. ábra Vonalas színek	40
24. ábra Folytonos színek	41
25. ábra Vegyes színek	41
26. ábra Fehér zaj	42
27. ábra Szürke zaj.....	42
28. ábra Rózsaszín zaj	42
29. ábra Tercsávós és oktáv-sávós spektrum	44
30. ábra Példa periodikus nyomásváltozásra a tér egy adott pontjában (a T szimbólum jelöli a nyomásváltozás periódusidejét, azaz azt a minimális időt, amelynek eltelté után a nyomásváltozás időben ismétlődni kezd).....	46
31. ábra Egy 4000 Hz frekvenciájú, 0,15 Pa amplitúdójú és 8,6° kezdőfázisú periodikus nyomásváltozás egy periódusa.....	47
32. ábra Egy 4000 Hz frekvenciájú és 0,15 Pa amplitúdójú, valamint egy 5000 Hz frekvenciájú és 0,1 Pa amplitúdójú nyomásváltozás eredője különböző fázisviszonyok esetén.....	49
33. ábra Két hangforrás egyidejű hatása esetén az eredő hangnyomásszint számítása	57
34. ábra Egyenlő hangosság görbék	58
35. ábra Az A- súlyozás frekvenciamenete.....	59
36. ábra Egy hipotetikus (elképzelhető) zajforrás hangszíne (szaggatott vonal), ill. a hangszínekre számolt oktáv-sáv-szintek (folytonos vonal)	60
37. ábra Hangterjedést segítő (felső ábra) és gátló (alsó ábra) meteorológiai viszonyok	67
38. ábra Hang-gátló fal	68
39. ábra Hanghullám elhajlása egy fal tetején	69
40. ábra A hangvisszaverődés különböző esetekben	69
41. ábra A koincidencia jelensége	74
42. ábra Levegőben terjedő hang ill. falban (10 cm vastag téglafal) terjedő hajlított hullám hullámhosszáinak frekvenciafüggése (az előbbi fekete, az utóbbi piros színű görbével jelölve)	75
43. ábra 10 cm vastag téglafalra számolva a koincidencia beesési szög a frekvencia függvényében ..	75
44. ábra Vázlat a fúvóka zajhoz	80

45. ábra Léghang-gerjesztésű zajforrások kialakulása	81
46. ábra Léghang-gerjesztésű zajforrások hatásmechanizmusa	82
47. ábra Monopólforrás	82
48. ábra Dipólforrás.....	82
49. ábra Quadrupólforrás.....	83
50. ábra Axiális (longitudinális) quadrupól.....	83
51. ábra Laterális quadrupól	83
52. ábra Quadrupólforrások akusztikai áttétele	89
53. ábra A testhang-gerjesztési folyamat.....	89
54. ábra Átviteli függvény értelmezése	90
55. ábra Fogaskerék-hajtómű lég- és testhang-gerjesztése.....	99
56. ábra Halláskárosodás a zajhatás éveinek függvényében (203 bányász átlagos audiogramja)	105
57. ábra Halláskárosodott dolgozók aránya átlagos hallásvesztés alapján (US National Institute for Occupational Safety and Health, Lampert & T. L. Henderson, 1973).....	106
58. ábra A legnagyobb távolság, amelyen állandó zajban még érthető társalgást lehet folytatni (a: emelt hangú beszéd, mondatérthetőség 95%; b: normális hangú beszéd, mondatérthetőség 95%; c: nyugodt beszéd, mondatérthetőség 95%; d: nyugodt beszéd, mondatérthetőség 95%; d: nyugodt beszéd, mondatérthetőség 100%;) (US EPA 1974)	109
59. ábra Normális mondatérthetőség a háttérzaj függvényében a tipikus lakószobában (US EPA, 1974)	110
60. ábra A zavarásérzet normális eloszlása (1: kissé zavar, 2: közepesen zavar, 3: nagyon zavar) (Ollerhead, 1973).....	116
61. ábra A „nagyon zavar” választ adók részaránya közlekedési zaj esetén (453 adatpont legkisebb négyzetekkel való közelítése 27 felmérés alapján. A Schultz által végzett harmadfokú közelítőgörbe kettős vonallal) (Fidell, Barber és Schultz 1991)	117
62. ábra Az ipari zajforrások vizsgálata 2001-ben	121
63. ábra A megengedettnél nagyobb zajterhelést okozó üzemek aránya a vizsgált üzemek számához viszonyítva	122
64. ábra Aerodinamikai zaj: szellőzőberendezés zaja	122
65. ábra Testhang-gerjesztésű zaj: dízelmotor.....	122
66. ábra Üzemi zajkibocsátás mérési helyszínrajza.....	123
67. ábra Városi közlekedés zaja.....	124
68. ábra Zajterheléssel érintett lakosok száma Magyarországon	125
69. ábra A belső égésű motor rész-zajforrásai (1. kipufogógáz-kilépés; 2. égéslevegő-belépés; 3. motorfelület; 4. a motorhoz kapcsolódó részek; 5. hűtőrendszer)	126
70. ábra A zajszint változása a fordulatszám függvényében.....	129
71. ábra Kerekek és útburkolat kölcsönhatásából származó zaj sima és érdes burkolaton, 80 km/h sebességnél	130
72. ábra A vasúti fővonalak zajkibocsátásának vizsgálata éjjel (számított értékek)	131
73. ábra A vasúti mellékvonalak zajkibocsátásának vizsgálata éjjel (számított értékek).....	131
74. ábra Az M62 sorozatú dízelmozdony főbb zajforrásai (1. dízelmotor, 2. főgenerátor, 3. hűtőventillátor, 4. légsűrítő, 5. szellőzőventillátorok)	132
75. ábra Az M62 és a V43 sorozatú mozdonyok elhaladási zajspektruma	133
76. ábra Személyvonatok tipikus elhaladási zajszint-idő függvénye (indulás utáni felgyorsulási szakaszban).....	134
77. ábra Tolatás során keletkező üzemi zaj spektruma	134
78. ábra Kifutópálya zajkibocsátása	137
79. ábra Járművek hangszigetelése.....	139
80. ábra Hangelnyelő útburkolat.....	139
81. ábra Forgalm- és sebességkorlátozás.....	139
82. ábra Zajárnyékoló létesítmények	140
83. ábra Meglévő épületek hangszigetelése	140

84. ábra Védőtávolság figyelembe vétele	140
85. ábra Műanyag lemezes vasúti híd	141
86. ábra Zajtérkép helyszíne.....	144
87. ábra Jelenlegi zajterhelés a csomópontban	145
88. ábra Várható zajterhelés az átépítés után	145
89. ábra 400 Hz frekvenciás négyszögjel Fourier spektruma, lineáris frekvencia- és lineáris amplitúdó-skála.....	147
90. ábra 400 Hz frekvenciás négyszögjel Fourier spektruma, lineáris frekvencia- és logaritmikus amplitúdó-skála.....	148
91. ábra 400 Hz frekvenciás négyszögjel Fourier spektruma, logaritmikus frekvencia- és logaritmikus amplitúdó-skála.....	148
92. ábra A teljesítményszivárgás effektus szemléltetése (I. a mintavételezési időhöz illeszkedő, egyfrekvenciás jel (fekete görbe) és annak a mintavételezési időn túli megismétlődése (piros görbe), látható, hogy a meghosszabbítás után a jel sima marad)	156
93. ábra A teljesítményszivárgás effektus szemléltetése (II. egy egyfrekvenciás, a mintavételezési időhöz nem illeszkedő, egyfrekvenciás jel (fekete görbe) és annak a mintavételezési időn túli megismétlése (piros görbe), látható, hogy a jel megismétlése.....	156
94. ábra A teljesítményszivárgás effektus szemléltetése (III. FFT spektruma a mintavételezési időhöz illeszkedő (fekete görbe), és nem illeszkedő (piros görbe) egyfrekvenciás időjelnek)	157
95. ábra Hagyományos zaj-analizátor működésének blokk diagrammja.....	166
96. ábra A rugalmas csúszás-tapadás során kialakuló mozgás lépései	178
97. ábra Pontszerű hangforrás környezetében kialakuló hangtér	191
98. ábra Zajárnyékoló fal hangterjedési úthossz különbsége	193
99. ábra A hangtér összetevői hangvisszaverő falakkal határolt térben.....	195
100. ábra A hangnyomásszint változása a távolság függvényében határolt térben	197
101. ábra Zajforrás csendesítése zajvédő tokkal.....	198
102. ábra Különböző egyszerű reaktív hangtompítók vázlatos rajza.....	200
103. ábra Egyszerű expanziós dob hanggátlása a frekvencia függvényében ($m=20$, $s=0.6$ m, $a=380$ m/s)	201
104. ábra Gyűrűs és kulisszás hangtompítók vázlatos rajza.....	202
105. ábra Elnyeléses hangtompító hanggátlása a frekvencia függvényében	203
106. ábra Térbeli merev test lehetséges mozgásai	204
107. ábra Tömeg egy szabadságfokú rezgése	205
108. ábra Jellegzetes rezgések időfüggvényei.....	207
109. ábra Rezgésjellemzők időfüggvénye	209
110. ábra Erőgerjesztésű rendszer	210
111. ábra Útgerjesztésű rendszer.....	211
112. ábra Az átviteli tényező jelleggörbéje	212
113. ábra Rezonanciagörbék	213
114. ábra A lebegés	217
115. ábra Elliptikus rezgések	219
116. ábra Lissajous-féle görbe.....	220
117. ábra Csillapított rendszerek lengésképe	221
118. ábra Csillapított rezgéseket végző rendszer modellje.....	222
119. ábra Csillapított rezgés jellemzői.....	223
120. ábra A csúcs- és az effektív érték értelmezése	224
121. ábra Gyorsulás és a gyorsulásszintek	225
122. ábra Rövid idejű átlagolás	226
123. ábra Kéz - kar rezgéseknél alkalmazott súlyozósűrő	227
124. ábra Súlyozott egyenértékű rezgés gyorsulás előállítás.....	228
125. ábra Az emberi test egyszerűsített mechanikai modellje	232
126. ábra Súlyozósűrők.....	233

127. ábra Rezgésérősségek különböző helyzetekben	234
128. ábra Kéz-karra ható súlyozósűrő	235
129. ábra Hatásirányok értelmezése kéz-kar rendszer esetén	236
130. ábra „Fehér ujjak” szindróma.....	237
131. ábra Súlyozott rezgésyorsulás és a naponkénti expozíciós idő	238
132. ábra Behatás irányának értelmezése egész testre	239
133. ábra Súlyozósűrő egész testre ható rezgések esetén	240
134. ábra Komfortfokozatok hatásgörbéi 1 óra hatásidőre	242
135. ábra A hatásidő és a gyorsulás közötti kapcsolat	243
136. ábra Az eredő rezgésyorsulás vektor, több irányú összetevő esetén	245
137. ábra A rezgésmérő műszer tartozékai.....	247
138. ábra A súlyozósűrő frekvencia jelleggörbéje a túrésmezővel	248
139. ábra A gyorsulás kombinált alapgörbéje épületrezgésre	248
140. ábra Rezgésmérő	249
141. ábra A gyorsulásmérő egység az érzékelő csatlakozásával	250
142. ábra Kézre ható rezgésmérés érzékelője	251
143. ábra Egésztest rezgésmérés érzékelője.....	251
144. ábra Álló, fekvő helyzetben ható egésztest rezgés érzékelője.....	252
145. ábra A markolás esete	253
146. ábra A rezgésérzékelő elhelyezése kézi fúróval történő munkavégzés esetén	254
147. ábra Alapvető testközéppontú koordinátarendszerek	258
148. ábra Az egészségi biztonság zónái.....	260
149. ábra Rezgéscsillapítás	269
150. ábra Rezgésszigetelés	269
151. ábra A sajátfrekvencia módosítása tömeg és merevség változtatással	270
152. ábra Hisztézishurkok	272
153. ábra Vázlat a fajlagos csillapítóképeség értelmezéséhez	272
154. ábra A logaritmusos dekrementum	273
155. ábra Réteges elemek rezgéscsillapításra	275
156. ábra Járulékos rezgéscsillapító elem	275
157. ábra Réteges tartó súrlódásos csillapító hatása.....	276
158. ábra A csillapítási tényező változása súrlódásos csillapításnál	277
159. ábra Hajlításra igénybevett I-tartók súrlódásos csillapításra	277
160. ábra Elemi hegesztett kapcsolatok súrlódásos csillapításra.....	278
161. ábra A felületi nyomás növelése előfeszítéssel hegesztett kötéseknel	278
162. ábra A felületi nyomás növelése előfeszítéssel, ragasztott kötéseknel	278
163. ábra Tömbalap.....	280
164. ábra Keretalap	280
165. ábra Cölöpalap.....	280
166. ábra Amplitúdó viszonyok	282
167. ábra A rezgésmentesség megítélése. K: kis gépek; G: nagy gépek fölhangolt alapon, T: nagy gépek aláhangolt alapon	283
168. ábra Rugó jelleggörbék.....	284
169. ábra Körszelvényű nyomó hengeres csavarrugó.....	285
170. ábra Négyzögszelvényű hengeres csavarrugó	286
171. ábra Hármas csoportrugó.....	287
172. ábra Gyűrűs rugó.....	288
173. ábra Tányérrugó (párhuzamos elrendezés)	289
174. ábra Tányérrugók jellemző karakterisztikái	289
175. ábra Tányérrugó (soros elrendezés).....	289
176. ábra Kúpos homlokfelületű hüvelyes gumirugó.....	290
177. ábra Nyomott gumirugó.....	291

178. ábra Hengeres csavarrugókból álló gépalátétek	292
179. ábra Nyomott gumirugó beépítése	293
180. ábra Tányéros rendszerű gumirugó	293
181. ábra Többeleemes gumirugó	294

1 Zajvédelem

1.1 Zajvédelmi alapok (Horváth Róbert)

Debreceni Egyetem

1.1.1 Akusztikai alapfogalmak

1.1.1.1 Hanghullámok

A zaj különböző erősségű (intenzitású) és frekvenciájú hangok olyan keveréke, amely az emberben kellemetlen, zavaró hatást eredményez. A különböző hanghatások megítélése azonban – a káros hanghatások kivételével – rendkívül változatos. A hangos zenét hallgató személyek esztétikai élvezetet éreznek, míg a szomszéd lakás lakója kellemetlen élményként éli meg.

Maga a hang fizikai értelemben a vivőközeg (gáz, folyadék, szilárd test) állapotának elemi ingadozása, amely hullámszerűen terjed a hangforrástól az érzékelőhöz. A vivőközeg (amelyet ideálisan rugalmas közegként tekintünk) állapotának térben és időben történő megváltozását azért tekinthetjük eleminek, mert levegőben történő hangterjedés esetén pl. a nyomásingadozás legalább négy nagyságrenddel kisebb a nyugvó légkör átlagos nyomásához viszonyítva. A következőkben a hangnak a hangforrás és érzékelő közti, az un. hangtérbeli terjedésének jellemzőit határozzuk meg, amelyhez a mechanika eszköztudományát használjuk fel. A hullámmechanika foglalkozik részletesen a hullámmozgás leírásával, amely nemcsak a hanghullámokra, hanem más hullámtermészetű folyamatokra, pl. fény-, elektromos-, anyag- stb. hullámokra is érvényesek.

1.1.1.1.1 Hullámmozgások leírása

A hullámmozgás nem egyéb, mint az anyagi közegben történő vezetési impulzus- és energiaáramlás. A vezetési áramlás azt jelenti, hogy a részecskéről részecskére történik az elemi állapotváltozás terjedése, ami tehát a részecskék rezgésének a rugalmas közegben, hullámmozgás formájában történő terjedését jelenti. A hullámmozgás a terjedési sebességgel párhuzamosan, vagy arra merőlegesen rezgő részecskék alapján *longitudinális* illetőleg *tranzverzális* lehet. Szilárd közegben mindkét terjedési mód lehetséges, míg folyadékok és gázok esetén csak longitudinális hullámmozgás lehetséges, mivel a folyadékok és gázok nyírási feszültséget nem tudnak átvinni.

Hanghullámok esetén tehát az eredetileg nyugalomban levő levegőrészecskék a szomszédos nagyobb nyomású levegőrészecskéktől impulzust vesznek át, összenyomódva ezt az impulzust tovább adják a kisebb nyomású szomszédoknak, vagyis a levegőben hullám terjed. Természetesen a kinetikus gázelmélet szerint tudjuk, hogy a levegőmolekulák minden irányban mozognak, így a levegő tulajdonságainak leírásánál nem az egyes molekulákból kell kiindulni, hanem a levegő térfogatelemének a viselkedését írjuk le. Hang csak akkor keletkezik, ha az a távolság, ahol a sűrűség és a nyomás észrevehetően megváltozik sokkal

nagyobb, mint a molekulák átlagos szabad úthossza. Elmozduláson e térfogatelem tömegközpontjának elmozdulását értjük, és a nyomás és sűrűség is e térfogatelemre vonatkozik.

A hullámmozgás matematikai leírására az úgynevezett *hullámegyenletet* használjuk (lásd. 1.1.1.1.2). A hullámegyenletet legáltalánosabban a kontinuumnak tekintett rugalmas közegre vonatkozó alapegyenletek felhasználásával kaphatjuk meg. Az impulzus- és tömegmérleg egyenletek (az úgynevezett mozgásegyenlet, ill. folytonossági egyenlet) felhasználásával a főlős paraméterek kiküszöbölésével juthatunk el a legáltalánosabb, inhomogenitást is figyelembe vevő hullámegyenlethez. A mérnöki szemléletmód formálása érdekében viszont hasznosabbnak ítéljük meg, ha a levezetést a levegőben történő hangterjedés fizikai törvényszerűségeinek a figyelembe vételével mutatjuk be.

1.1.1.1.2 Hullámegyenlet

[FEYNMAN R. P. - LEIGHTON R. B. - SANDS M.: *Mai fizika*; 1969; Budapest; Műszaki Könyvkiadó; 171:..]

Tömegelemek periodikus longitudinális kitérése folytonos rugalmas közegben periodikusan változó sűrűségeloszlást okoz: a longitudinális rugalmas hullámok sűrűség-hullámok.

Bármely folyadék, gáz, vagy szilárd anyag esetén a nyomás valamilyen függvénye a sűrűségnek. A hanghullám megérkezése előtt a közeg egyensúlyi állapotban van. Jelölje az ennek megfelelő nyomást és sűrűséget p_0 , ill. ρ_0 . A nyomás és a sűrűség közötti összefüggés legyen $p = f(\rho)$, az egyensúlyi állapotban pedig $p_0 = f(\rho_0)$. A levegőben történő hang terjedésénél a nyomás és sűrűség kifejezhető a következő formában: $p = p_0 + p_e$; ill. $\rho = \rho_0 + \rho_e$, ahol a p_e , és a ρ_e , nyomás- és sűrűség-eltérések igen kicsinyek a p_0 , és a ρ_0 egyensúlyi nyomáshoz, illetve sűrűséghez képest. A matematikában tanult sorfejtést felhasználva írhatjuk, hogy:

$$p = p_0 + p_e = f(\rho) = f(\rho_0 + \rho_e) = f(\rho_0) + \rho_e f'(\rho_0) = p_0 + \rho_e f'(\rho_0).$$

A levegő sűrűségváltozása tehát nyomásváltozást okoz:

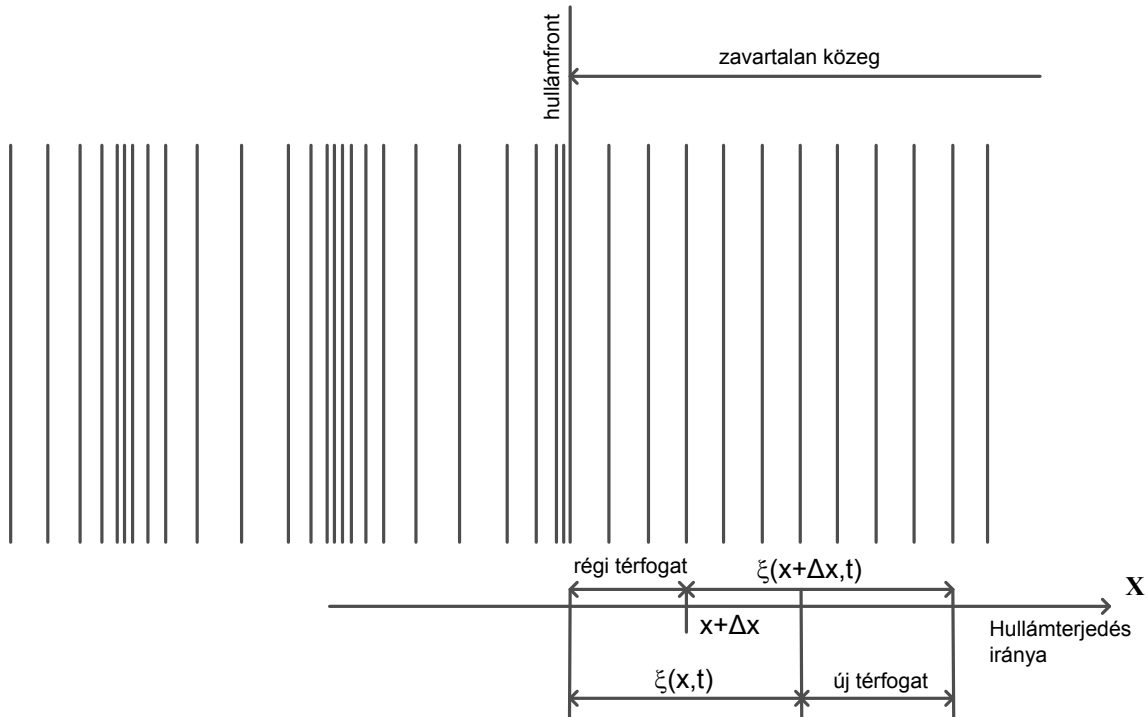
$$p_e = \rho_e f'(\rho_0) = \left(\frac{dp}{d\rho} \right)_0 \rho_e = a^2 \rho_e$$

1. egyenlet

Ebből az egyenletből látható, hogy a nyomás és a sűrűség egyensúlyi értéktől való eltérése arányos egymással, és az arányossági tényező a nyomásnak a sűrűség szerinti deriváltja az egyensúlyi helyzetben, amelyet a^2 -tel jelölünk. Az arányossági tényező értelmezésével később még foglalkozunk.

Határozzuk most meg azt az összefüggést, amely alapján meg tudjuk kapni a levegőnek a sűrűségváltozását a mozgása során. Az egyszerűség kedvéért vizsgálatainkat egydimenziós esetre korlátozzuk, de könnyen általánosíthatjuk az eredményeket a háromdimenziós térben történő hangterjedésre. Az egydimenziós hullámterjedés akkor tekinthető jó közelítésnek, ha elegendően távol vagyunk a hangforrástól, ahol az ún. hullámfrontok jó közelítéssel síkok. Elméletileg síkhullámokról csak végtelen távoli hangforrások esetén, vagy tökéletes

síksugárzó esetén beszélhetünk. Ebben az esetben a levegő elmozdulása csak az x helytől, és a t időtől függ. A levegő állapotváltozását így egy $\xi(x,t)$ függvénnyel írhatjuk le. Tegyük fel, hogy a levegő egy elemi térfogata a hanghullám megérkezése előtt az x helyen volt, és a hang hatására t idő alatt $\xi(x,t)$ -vel mozdult el, vagyis az új helyzete: $x+\xi(x,t)$. Egy elemi Δx távolságban levő térfogatelem helye a nyugalmi állapotban: $x+\Delta x$, új helye pedig: $x+\Delta x+\xi(x+\Delta x,t)$ (1. ábra).



1. ábra Hanghullám terjedése

Mivel csak síkhullámokat vizsgálunk, a hang terjedési irányára, az x tengelyre merőleges keresztmetszetet egységinek választhatjuk. Az x és az $x+\Delta x$ közötti levegő tömege így $\rho_0 \Delta x$. A hanghullám hatására ez a levegőtömeg az $x+\xi(x,t)$ és az $x+\Delta x+\xi(x+\Delta x,t)$ közé kerül, és értéke a tömegmegmaradás törvénye értelmében nem változik. Az új sűrűséget ρ -val jelölve: $\rho_0 \Delta x = \rho [x + \Delta x + \xi(x + \Delta x, t) - x - \xi(x, t)]$. Az előzőekben már használt sorfejtést alkalmazva, figyelembe véve azt, hogy most kétváltozós függvényre alkalmazva parciális deriváltakat kell használni:

$$\xi(x + \Delta x, t) - \xi(x, t) = \frac{\partial \xi}{\partial x} \Delta x. \text{ Ezt felhasználva az egyenletünk a következő lesz: } \rho_0 \Delta x = \rho \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} \Delta x + \Delta x \right).$$

Azt kapjuk tehát:

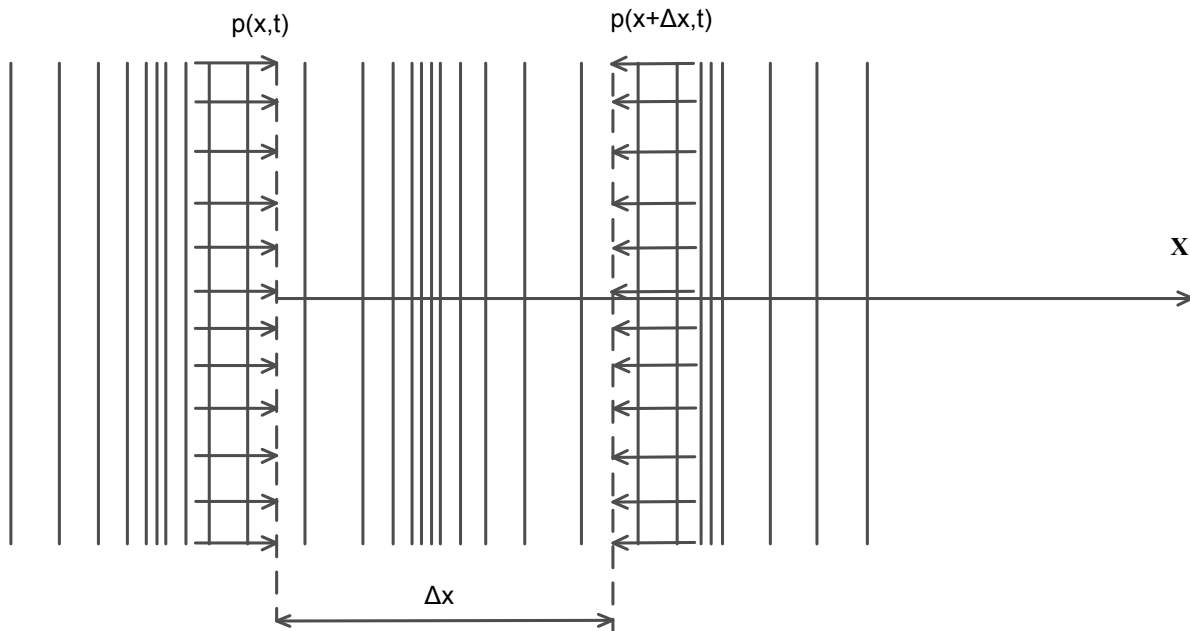
$$\rho_0 = \rho \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} + 1 \right) = (\rho_0 + \rho_e) \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} + 1 \right), \text{ ill. } \rho_e = -\rho_0 \frac{\partial \xi}{\partial x} - \rho_e \frac{\partial \xi}{\partial x}.$$

A második tag elhagyható az első taghoz képest, mert mindkét tényező értéke kicsiny, így a szorzatuk az első taghoz képest elhanyagolható. Kapjuk tehát:

2. egyenlet
$$\rho_e = -\rho_0 \frac{\partial \xi}{\partial x}.$$

Ebből a képletből látható, hogy az x irányú elmozdulás sűrűségváltozást idéz elő, és ha ez az elmozdulás pozitív, a levegő kitágul, és így a sűrűségnek csökkennie kell.

A következőkben azt fogjuk meghatározni, hogyan jön mozgásba a levegő a nyomáskülönbségek hatására. Ehhez a *Newton II.* törvényét használjuk fel, amely szerint a test gyorsulása arányos a testre ható erővel, arányossági tényező a test tömege. Tekintsünk egy elemi Δx vastagságú az x -tengelyre merőlegesen egységnyi keresztmetszetű levegőrészt (2. ábra).



2. ábra Térfogatelemre ható nyomóerő

A rétegben levő levegő tömege $\rho_0 \Delta x$. A réteg gyorsulása $\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$, a réteg tömegének és gyorsulásának szorzata: $\rho_0 \Delta x \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$. A rétegben levő levegőre ható külső erők közül a súlyerő elhanyagolható, a nyomásból származó erő az x helyen felületegységként $p(x,t)$, az $x+\Delta x$ helyen pedig $p(x+\Delta x,t)$. A Newton törvénye alapján kapjuk: $\rho_0 \Delta x \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = p(x,t) - p(x+\Delta x,t) = -\frac{\partial p}{\partial x} \Delta x = -\frac{\partial p_e}{\partial x} \Delta x$, ill. a térfogatelemmel osztva:

3. egyenlet
$$\rho_0 \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = -\frac{\partial p_e}{\partial x} .$$

Itt figyelembe vettük azt, hogy a nyomás két tagja közül csak a p_e változik. Behelyettesítve az 1. és a 2. képletet, megkapjuk az egydimenziós hullámegyenletet:

4. egyenlet
$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} .$$

Az 1., 2., és 3. képletek felhasználásával ugyanilyen alakú hullámegyenletet nyerhetünk a nyomásra is, és a sűrűsége is. A gyakorlatban a legkönnyebben a hangnyomást tudjuk mérni mikrofonnal, ezért a továbbiakban az összefüggéseket elsősorban a nyomásra alkalmazzuk, és a p_e nyomáseltérésre utaló egyenletekben az indexet elhagyjuk:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} .$$

1.1.1.1.3 Tranzverzális hullámok terjedése megfeszített húron

[HÜTTE: A mérnöki tudományok kézikönyve; 1993; Budapest; Springer Hungarica Kiadó; B23-B38; B182-B190.]

Ha megpendítünk egy húrt, az így keltett hangot a húrnak, mint hullámforrásnak a mozgása határozza meg. Tudjuk, hogy az így keltett tranzverzális hullámok a húron mindkét irányba terjednek, a húr végeiről visszaverődnek, így hosszú időn keresztül lengenek ide-oda. Vizsgáljuk meg egy állandó A keresztmetszetű F_0 erővel előfeszített húr egy dx hosszúságú elemére a tranzverzális kilendítés után milyen visszatérítő erő keletkezik (**3. ábra**):

$$F_\xi = F_0 \sin(\alpha + d\alpha) - F_0 \sin \alpha \approx F_0 d\alpha$$

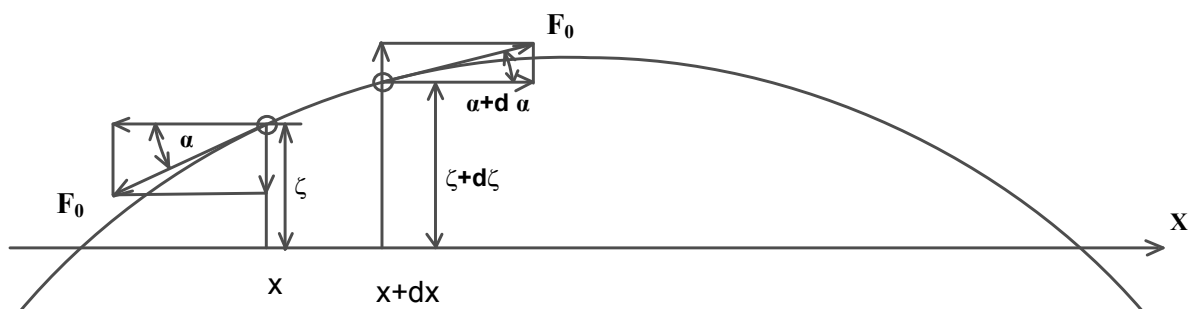
Mivel $\alpha \approx \tan \alpha = \frac{\partial \xi}{\partial x}$, ebből következik: $d\alpha \approx \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} dx$. Így, a visszatérítő erő:

$F_\xi = F_0 dx \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$. A dx hosszúságú húrselem tömege: $dm = \rho A dx$. Ezzel a dm -re vonatkozó

mozgásegyenlet Newton II. törvénye alapján: $F_\xi = dm \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$. A két egyenlet összevetéséből

adódik a tranzverzális húr hullám hullámegyenlete a $\sigma = \frac{F_0}{A}$ feszültség bevezetésével:

$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = \frac{\sigma}{\rho} \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$. Ha bevezetjük az $a_2 = \frac{\sigma}{\rho}$ jelölést, láthatjuk, hogy a kapott egyenlet megfelel a 4.a. képletnek.



3. ábra Tranzverzális húr hullám

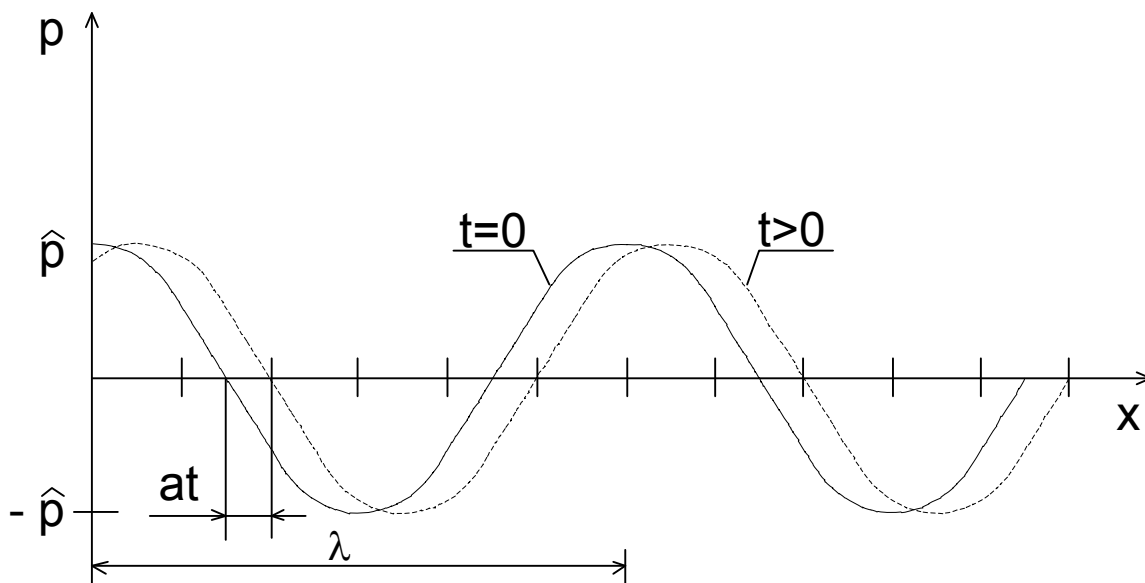
1.1.1.1.4 Síkhullámok

[HÜTTE: A mérnöki tudományok kézikönyve; 1993; Budapest; Springer Hungarica Kiadó; B23-B38; B182-B190.]

A hullám fogalma többnyire a trigonometrikus hullámokhoz kapcsolódik, amelyet harmonikus hullámnak is nevezünk. A 4.b. képlet megoldása pl. matematikailag leírható koszinusz alakban a következő formában:

5. egyenlet
$$p = \hat{p} \cos \frac{2\pi}{\lambda} (x \mp at)$$
,

amelyről az egyenletbe való behelyettesítéssel könnyen meggyőződhetünk. Itt \hat{p} jelenti az amplitúdót (a maximális nyomáseltérést), λ a hullámhosszat, $\frac{2\pi}{\lambda} (x \mp at) = \Phi$ a fázis, a pedig a hullám terjedési sebessége, ill. a fázissebesség. Ez az egyenlet írja le a helyileg koszinusz alakú nyomáseloszlás t idővel növekvő eltolódását (4. ábra).



4. ábra Egydimenziós nyomáshullám terjedése

Egy meghatározott nyomáshoz (pl. $p=0$, ill. $p=\hat{p}$) tartozó fázis (a példában $\Phi = \frac{\pi}{2}$, illetve

$\Phi = 0$) az $a = \frac{x}{t}$ sebességgel mozog $+x$, ill. $-x$ irányban. Egy T lengésideő után a hullám egy λ hullámhosszal eltolódott, és mindegyik x pont végrehajtott egy teljes rezgést. Érvényes tehát, hogy:

6. egyenlet
$$a = \frac{\lambda}{T}$$
.

Figyelembe véve, hogy: $f = \frac{1}{T}$, $\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}$, $k = \frac{2\pi}{\lambda}$, ahol f a frekvencia, ω a körfrekvencia, k pedig a hullámszám, kapjuk:

7. egyenlet $a = f \lambda = \frac{\omega}{k}$.

Ezzel a síkhullám egyenlete:

8. egyenlet $p = \hat{p} \cos(kx \mp \omega t)$,

A hullámegyenletnek a harmonikus hullámok mellett vannak tetszés szerinti:

9. egyenlet $p = g(x \mp at)$

alakú megoldásai is, ahol g tetszőleges függvényt jelent, amelyről a hullámegyenletbe való behelyettesítéssel könnyen meggyőződhetünk. Ezek is hullámszerűen terjednek tovább, mint a harmonikus függvények. Sőt a megoldások szuperpozíciói is megoldások, amiről könnyen meggyőződhetünk, ha behelyettesítjük a hullámegyenletbe két tetszés szerinti megoldás összegét.

Tetszőleges helyen maximummal rendelkező $\pm x$ irányban haladó szinuszhullámok egyenlete:

$$p = \hat{p}_1 \cos(kx \mp \omega t) + \hat{p}_2 \sin(kx \mp \omega t) = \hat{p} \cos(kx \mp \omega t + \varphi).$$

1.1.1.1.5 Gömbhullámok

A lineáris közegben terjedő hullámokon kívül vannak térben terjedő hullámok is. Egy hullámban azokat a felületeket, amelyek pontjai azonos időpillanatban azonos fázisban vannak fázisfelületeknek, hullámfelületeknek, vagy hullámfrontoknak nevezünk. A hullámfelületek alakja szerint megkülönböztetünk *síkhullámokat*, *henger- vagy körhullámokat*, és *gömbhullámokat*. Pl. a vízfelületbe dobott kő, mint pont alakú gerjesztő középpontból továbbterjedő vízhullámok körhullámként, valamely hangszóróból terjedő hanghullámok a levegőben gömbhullámként terjednek tovább.

A 4. képletnek megfelelő kibővített *háromdimenziós hullámegyenletet* az ott elvégzett dinamikai megfontolást általánosítva kaphatjuk meg:

10. egyenlet $\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = a^2 \Delta p$,

ahol: $\Delta = \frac{\partial}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial y^2} + \frac{\partial}{\partial z^2}$, az ún. *delta- vagy Laplace operátor*. Ennek egy trigonometrikus függvényeket tartalmazó megoldása a *szinuszos síkhullám*:

$$p = \hat{p} \cos[\omega t \mp (k_1 x + k_2 y + k_3 z) + \varphi],$$

amelyben a hullámfront merőleges a k_1, k_2, k_3 koordinátákkal meghatározott irányra, és: $k_1^2 + k_2^2 + k_3^2 = k^2$, valamint: $\omega = ka$.

Gömbkoordinátákban a háromdimenziós hullámegyenlet a következő formában írható fel:

$$11. \text{ egyenlet} \quad \frac{\partial^2(rp)}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2(rp)}{\partial r^2}.$$

Ennek az egyenletnek egy megoldása a gerjesztő középponttól (amelyre nézve $r=0$) továbbterjedő gömbhullám egyenlete:

$$12. \text{ egyenlet} \quad p = \frac{p_1}{r} \cos(kr - \omega t).$$

Erről az egyenletbe történő behelyettesítéssel győződhetünk meg, itt p_1 az $r=1$ helyen levő nyomást jelöli.

1.1.2 Hang fogalma

Ahogy a bevezetőben mondtuk a hang a rugalmas közegben, általában a levegőben *hangsebességgel*, hullámok formájában terjedő elemi állapotváltozás.

1.1.2.1 Hangsebesség

[HÜTTE: A mérnöki tudományok kézikönyve; 1993; Budapest; Springer Hungarica Kiadó; B23-B38; B182-B190.]

Az 1. képletre visszatérve most már láthatjuk, hogy ez az összefüggés tulajdonképpen a hangsebességet is megadja, amelynek négyzete nem más, mint a nyomás sűrűség szerinti deriváltjának az egyensúlyi nyomáson vett értéke:

$$13. \text{ egyenlet} \quad a^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_0.$$

Szilárd testek esetében egy l hosszúságú, A keresztmetszetű, E rugalmassági modulusú rúd ε relatív hosszváltozása (nyúlása) a $\sigma = \frac{F}{A}$ húzófeszültség hatására (Hooke-törvény):

$$14. \text{ egyenlet} \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{1}{E} \sigma.$$

Mivel esetünkben a feszültségváltozás a nyomásváltozásnak felel meg, valamint figyelembe véve azt, hogy a sűrűségváltozás a hosszváltozással arányos és a nyomásnövekedés a hosszúság csökkenésével jár:

$$dp = -E \frac{\Delta l}{l} = E \frac{\partial \rho}{\rho},$$

15. egyenlet

így a 13. képletből következik az egydimenziós szilárd testben kialakuló longitudinális hullámok sebessége:

$$a_l = \sqrt{\frac{E}{\rho}}.$$

16. egyenlet

Szilárd testekben nemcsak longitudinális, hanem tranzverzális hullámok is kialakulhatnak, mert a szilárd testek tangenciális nyíróerőket is képesek felvenni. Nyíráskor a deformációt a 14. képlethez hasonló egyenlet írja le, amelyben az E rugalmassági modulusz helyett a G nyírási modulusz szerepel, ennek megfelelően a szilárd testekben a tranzverzális nyírási hullámok és a torziós hullámok terjedési sebessége (amelyek szintén a nyíráson alapulnak):

$$a_t = \sqrt{\frac{G}{\rho}}.$$

17. egyenlet

A G nyírási modulusz az E rugalmassági moduluszsal a következő összefüggésben van homogén, izotróp anyagokra:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)},$$

18. egyenlet

ahol: μ a Poisson-szám, amelynek értéke 0-0,5 között van anyagtól függően, és egydimenziós húzás esetén kifejezi a keresztmetszetben a kontrakciót:

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z = -\mu \varepsilon_x.$$

19. egyenlet

Folyadékok és gázok nem képesek semmiféle nyíróerőket felvenni. Ezért ezekben csak longitudinális hullámok tudnak nagyobb távolságra terjedni, tranzverzális hullámok csak a közvetlenül tranzverzális rezgést végző gerjesztő felületek határán alakulhatnak ki, és attól távolodva exponenciális gyorsasággal elhalnak.

Valamely folyadék V térfogatának kompresszibilitása, vagyis a Δp nyomásváltozás hatására létrejövő $\frac{\Delta V}{V}$ relatív térfogatváltozás:

$$\kappa = \frac{1}{K} = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp}.$$

20. egyenlet

L hosszúságú, állandó A keresztmetszetű folyadékoszlopban a $\sigma = -\frac{F}{A}$ nyomófeszültség hatására történő relatív hosszváltozás:

21. egyenlet
$$\frac{\Delta L}{L} = -\frac{\Delta V}{V} = \kappa dp = \kappa \frac{F}{A} = \frac{1}{K} \frac{F}{A} .$$

A 14. képlettel összehasonlítva látható, hogy folyadékok esetén az E rugalmassági modulusz helyét a K kompressziós modulusz veszi át ($\kappa = \frac{1}{K}$ pedig a kompresszibilitás), így *folyadékok esetén* a hangsebesség:

22. egyenlet
$$a_f = \sqrt{\frac{K}{\rho}} = \sqrt{\frac{1}{\kappa\rho}} .$$

Gázok esetén megkapjuk a hangsebességet, ha az adiabatikus kompresszióra vonatkozó gázegyenletet vesszük figyelembe, mivel a hanghullámok esetében fellépő nyomásváltozások olyan gyors állapotváltozásnak tekinthetők, amelyek során nem alakulhat ki termikus kiegyenlítőds.

Az adiabatikus állapotváltozásra felírható $p v^{\kappa_{ad}} = \frac{p}{\rho^{\kappa_{ad}}} = \text{áll}$, valamint az ideális gázok

állapotegyenlete: $p v = \frac{p}{\rho} = RT$, figyelembevételével kapjuk gázok esetén a hangsebességre:

23. egyenlet
$$a_g = \sqrt{\frac{\kappa_{ad} p}{\rho}} = \sqrt{\kappa_{ad} RT} = \sqrt{\frac{\kappa_{ad} R_M T}{M}} .$$

Láthatjuk, hogy a gázokban a hangsebesség erősen függ a hőmérséklettől. Értéke a legkisebb moláris tömegű gázokban, a hidrogénben, és héliumban a legnagyobb (1. táblázat). Levegőre jó közelítéssel:

24. egyenlet
$$a = 20,05 \sqrt{T} .$$

1. táblázat A hangsebesség különböző anyagokban

[HÜTTE: A mérnöki tudományok kézikönyve; 1993; Budapest; Springer Hungarica Kiadó; B23-B38; B182-B190.], [BARÓTFI I.: Környezettechnika; 2000; Budapest; Mezőgazda Kiadó; 981:803-870.]

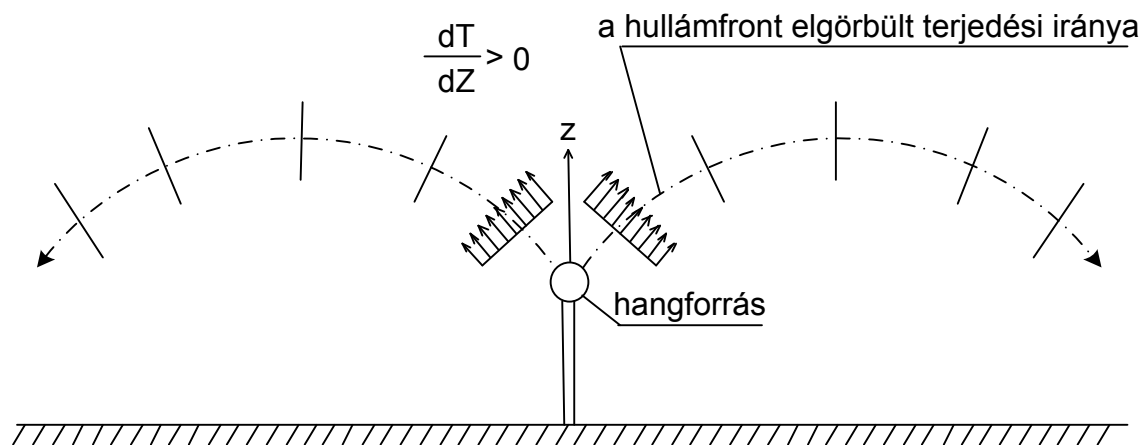
Szilárd anyagok (20 °C)	a (m/s)	Gázok (0 °C, 101,2 kPa)	a (m/s)
acél	5100	acetilén	327
alumínium	5110	ammóniák	415
bazalt	5080	argon	308
cink	3800	bróm	135
fa: bükk	3300	hélium	971
tölgy	3800	hidrogén	1286
fenyő	4500	klór	206
flintüveg	4000	kéndioxid	212
gránit	4000	levegő -50 °C	299
gumi	54	-10 °C	325
jég (-4 °C)	3200	0 °C	331
keménygumi	1570	+10 °C	337
koronaüveg	5300	+15 °C	340
kvarcüveg	5400	+20 °C	343
márvány	3800	+50 °C	360
ólom	1200	+100 °C	387
ón	2700	metán	430
paraffin	1300	neon	433
porcelán	4880	nitrogén	334
réz	3800	oxigén	315
sárgaréz	3500	széndioxid	258
tégla	3650	szénmonoxid	337
vas	5180	városi gáz	
Folyadékok (20 °C)			
aceton	1190	Víz (desztillált) 0 °C	1403
benzol	132	20 °C	1483
etilalkohol	1170	40 °C	1529
glicerin	1923	60 °C	1551
higany	1421	80 °C	1555
metilalkohol	1123	100 °C	1543
nehésvíz	1399		
nitrobenzol	1470		
paraffinolaj	1420		
petróleum	1320		
propilalkohol	1220		
széndiszulfid	1158		
széntetraklorid	943		
tengervíz	1531		
toluol	1308		
xilol	1357		

A levegőben terjedő hanghullámok hőmérséklettől való függése érdekes akusztikai jelenségeket okoz [\[KURUTZ I. - SZENTMÁRTONY T.: A műszaki akusztika alapjai; 2001; Budapest; Műegyetemi Kiadó; 179;.\]](#), [\[KOVÁTS A.: Zaj- és rezgésvédelem; 2004; Veszprém; Veszprémi Egyetemi Kiadó; 203;.\]](#)

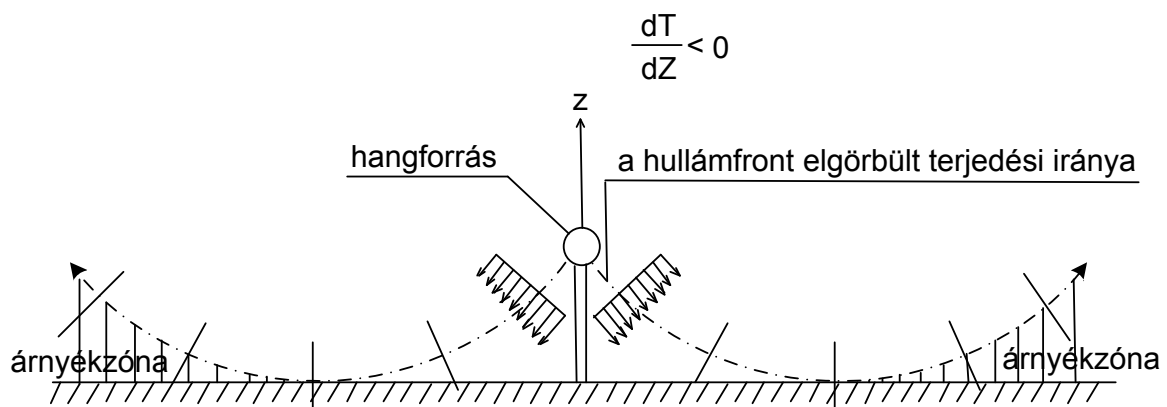
Ismeretes az a jelenség, hogy kora reggel a Nap sugárzásának hatására a Föld felszíne felmelegszik, így az alsó légrétegek melegebbek a felsőbb rétegeknél, így egy negatív hőmérsékleti gradiens alakul ki.

Este viszont fordított helyzet alakul ki, az alsó légrétegek hidegebbek lesznek, így egy pozitív hőmérsékleti eloszlás alakul ki a magasság függvényében, ez az ún. inverziós réteg kb. 100 m magasságig terjed. Mivel a hang terjedési sebessége a hőmérséklet függvényében változik, a hullámfrontok terjedési iránya, amely pontforrás esetében sugár irányú, meggömbül: a görbülete az alacsonyabb hőmérséklet felé irányul. Pozitív hőmérsékletű gradiens esetén így egy felfelé irányított hangforrás lefelé fordul (**5. ábra**), a kiáltás messzebbre hallatszik.

Negatív hőmérsékleti gradiens esetében pedig akusztikai árnyékvona alakul ki (**6. ábra**).



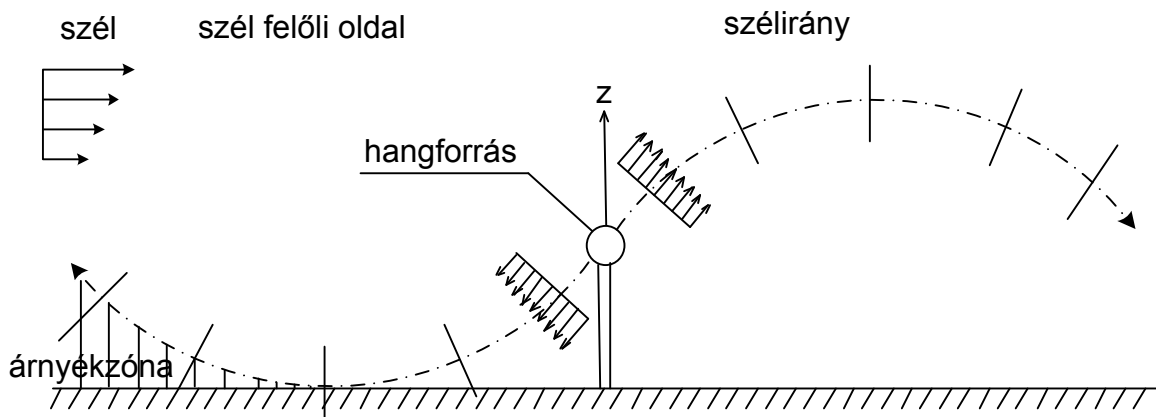
5. ábra Hangterjedés pozitív gradiens esetén



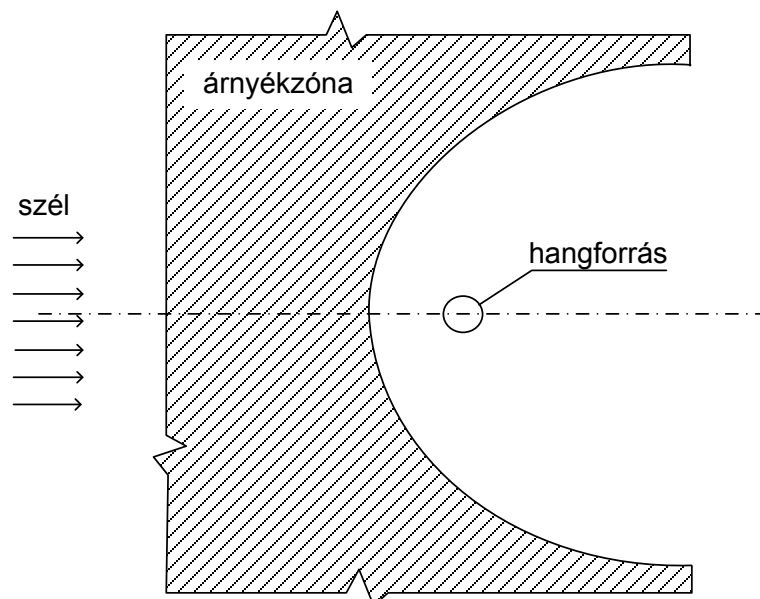
6. ábra Hangterjedés negatív gradiens esetén

Hasonló jelenséget tapasztalunk a szél esetében is. A szél sebessége a Föld közelében kisebb, mint magasabban, így egy negatív sebesség gradiens alakul ki a magasság függvényében. A

szél sebessége vektoriálisan összegződik a hang sebességével, ezért a szél felőli oldalon a hang sebessége csökken a szél sebességével, és ez a negatív sebesség gradiens miatt akusztikai árnyékvonalat eredményezhet. A széllel átellenes oldalon pedig a szél sebessége hozzáadódva a hang sebességéhez a szél mintegy messzebbre viszi a hangot (**7. ábra** és **8. ábra**). A zajmérés a szél felőli oldalon, és a szélirányban így lényegesen különbözik, ezért korlátozzák az előírások a zajméréseket 5 m/s szélesebbesség felett.



7. ábra Hangterjedés szél esetén (oldalnézet)



8. ábra Hangterjedés szél esetén (felülnézet)

Általában a műszaki megítéléshez szükségünk van a hang által keltett közegmozdulás-, sebesség-, gyorsulás-, sűrűség- és nyomásváltozások meghatározására. Ezek közül az állapotjellemzők közül a nyomást tudjuk mérni legkönnyebben mikrofonnal, ezért foglalkozunk most a nyomás ismeretében a többi állapotjellemző számítással történő meghatározásával. A hullámegyenlet levezetésénél kapott **1. képlet** már szolgáltatott összefüggést a sűrűség és a nyomás kapcsolatára. A fizikában tanultak szerint az elmozdulás, a sebesség, és a gyorsulás bármelyikének ismeretében a másik kettő idő szerinti

differenciálással, ill. integrálással meghatározható. Nagyon fontos az akusztikában a u részecskesebességnek az ismerete, amelyet a p nyomás ismeretében határozunk meg. A 3. képletben felhasználva azt, hogy a gyorsulás a sebesség idő szerinti differenciálhányadosa kapjuk: $\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x}$ (az egydimenziós mozgásegyenlet, ún. Euler-egyenlet). Ebből az

egyenletből integrálással: $u = -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p}{\partial x} dt + K(x)$. Egydimenziós pozitív irányba haladó

hullámokra a nyomásfüggvény a 9. képlet szerint: $p = g(x - at)$ alakban írható fel. Ezt behelyettesítve a fenti egyenletbe kapjuk: $u = \frac{p}{\rho_0 a} + K(x)$. A $K(x)$ meghatározásához az 1. és

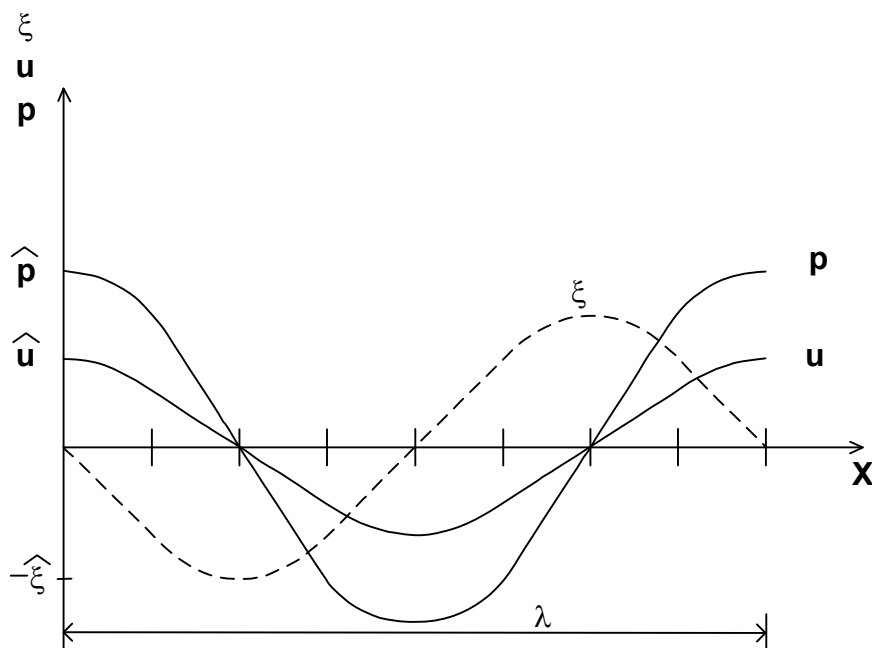
2. képletek felhasználásával megkapható: $p = -\rho_0 a^2 \frac{\partial \xi}{\partial x}$ egyenlet segítségével juthatunk el.

Ezt az egyenletet t szerint differenciálva, és felhasználva azt, hogy a differenciálás sorrendje felcserélhető, kapjuk: $\frac{\partial p}{\partial t} = -\rho_0 a^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial t \partial x} = -\rho_0 a^2 \frac{\partial u}{\partial x}$. Az u és a p behelyettesítéssel azt kapjuk, hogy $K'(x) = 0$, amely szerint $K(x)$ konstans lehet csak. Ez a sebességszámú mennyiség 0-tól csak akkor térhetne el, ha mozgó közegben terjedő hullámokat vizsgálunk. Nyugvó közegben $K(x)=0$. Figyelembe véve azt, hogy a sűrűség-eltérés igen kicsi az egyensúlyi sűrűséghez képest, ρ_0 helyett ρ -t írhatunk, és így az általánosan is érvényes összefüggés a részecskesebesség és a nyomás között:

$$u = \frac{p}{\rho a}$$

25. egyenlet

Ebből az összefüggésből láthatjuk, hogy harmonikus nyomásfüggvény esetén a nyomás és a részecske sebességfüggvénye azonos fázisban vannak, az elmozdulásfüggvény pedig fél hullámhosszal van eltolva (9. ábra).



9. ábra Síkhullám mechanikai paramétereit

1.1.2.2 Hangteljesítmény, hangintenzitás

Amint azt láttuk a hang terjedésekor a hullámterjedés nem a hullámot közvetítő levegőrészecskék továbbhaladásával áll kapcsolatban, hanem egy mozgási állapot terjed, amely során energia transzportálódik a periodikus összehúzódások és kiterjeszkedések során. A *hangteljesítmény* pillanatnyi értéke a részecskék sebessége által keltett térfogatáram és a nyomás szorzata (a „térfogatkiszorítás”-hoz szükséges teljesítmény), és a 14. képletet figyelembe véve:

$$26. \text{ képlet. } P(t) = \dot{V}(t)p(t) = Au(t)p(t) = A \frac{p^2(t)}{\rho a}.$$

*Hangintenzitás*nak nevezzük az egységnyi felületre jutó hangteljesítményt:

$$27. \text{ képlet. } I(t) = \frac{P(t)}{A} = \frac{p^2(t)}{\rho a}.$$

Általában nem a pillanatnyi értékekre van szükségünk, hanem az átlagos ún. effektív értékekre, amely megfelel az ember hallószerve átlagoló tulajdonságának. Egy x mennyiség

átlagértékén annak négyzetes középértékét nevezzük: $\tilde{x} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2 dt}$, ahol: $x=x(t)$ valamely

hangjellemző, T pedig a periódusidő. Az *átlagos teljesítmény*, és *intenzitás*: $P = \frac{\tilde{p}^2}{\rho a} A$;

$I = \frac{\tilde{p}^2}{\rho a}$. Harmonikus hullámok esetén a nyomás négyzetének időbeli átlaga: $\tilde{p}^2 = \frac{\hat{p}^2}{2}$, és

ezzel az effektív hangnyomás: $p_{eff} = \frac{\hat{p}}{\sqrt{2}}$. Ezzel az *effektív hangteljesítmény és intenzitás*:

$$28. \text{ képlet. } P_{eff} = \frac{p_{eff}^2}{\rho a} A; I_{eff} = \frac{p_{eff}^2}{\rho a}.$$

A kifejezés nevezőjében levő mennyiség a villamos analógia kapcsán kapta a *fajlagos akusztikai ellenállás (impedancia)* nevet:

$$29. \text{ képlet. } z = \rho a.$$

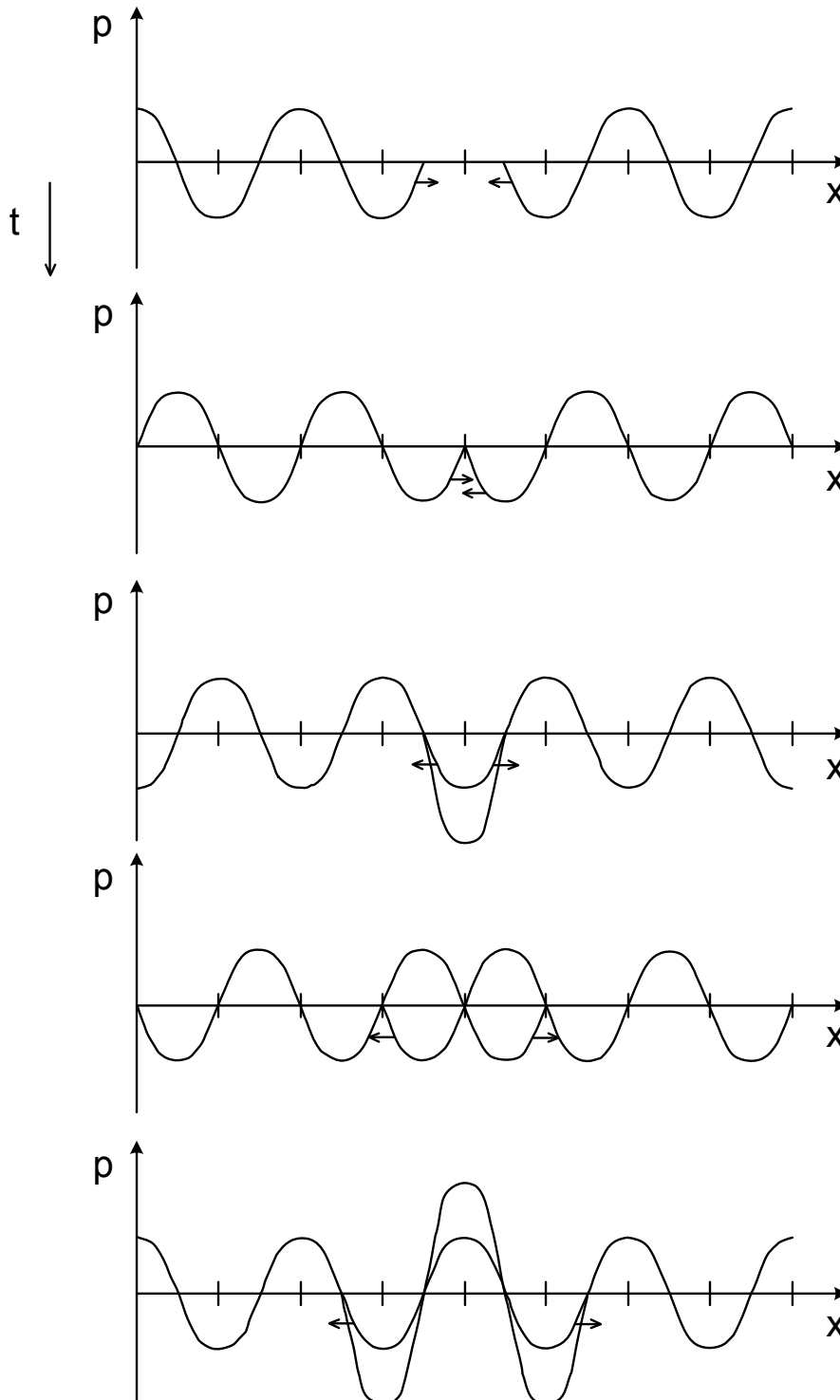
1.1.2.3 Hullámok összegzése: állóhullámok, lebegés, sajátrezgések

[HÜTTE: A mérnöki tudományok kézikönyve; 1993; Budapest; Springer Hungarica Kiadó; B23-B38; B182-B190.]

Azonos hullámhosszúságú és azonos frekvenciájú egymással szemben haladó harmonikus

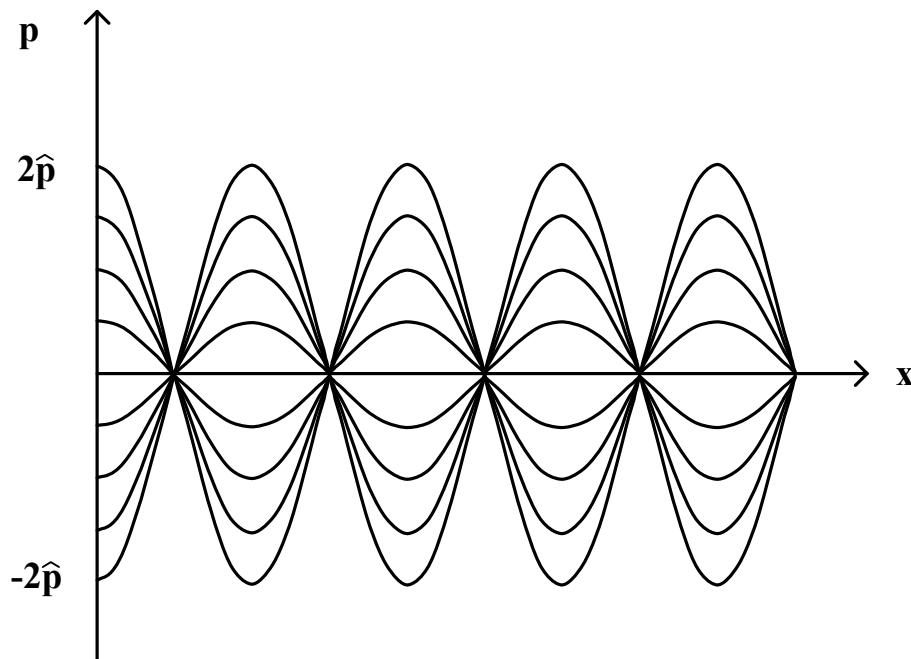
hullámok szuperponálásával a **10. ábra** szerint *állóhullámok* keletkeznek helyhez kötött csomópontokkal, amelyekre az amplitúdó mindig 0 és rezgési csúccsal, amelyekre az amplitúdó: $2\hat{p}$. Az összegzést trigonometrikus azonosság felhasználásával átalakítva kapjuk:

30. képlet. $p = \hat{p} \cos(kx - \omega t) + \hat{p} \cos(kx + \omega t) = 2\hat{p} \cos \omega t \cos kx$.



10. ábra Állóhullámok kialakulása

Ebből látható, hogy az állóhullám csak a helytől függő koszinusz $\cos kx$ alakú kitérés eloszlást mutat az időben periódikus $2 \hat{p} \cos \omega t$ amplitúdóval (**11. ábra**).



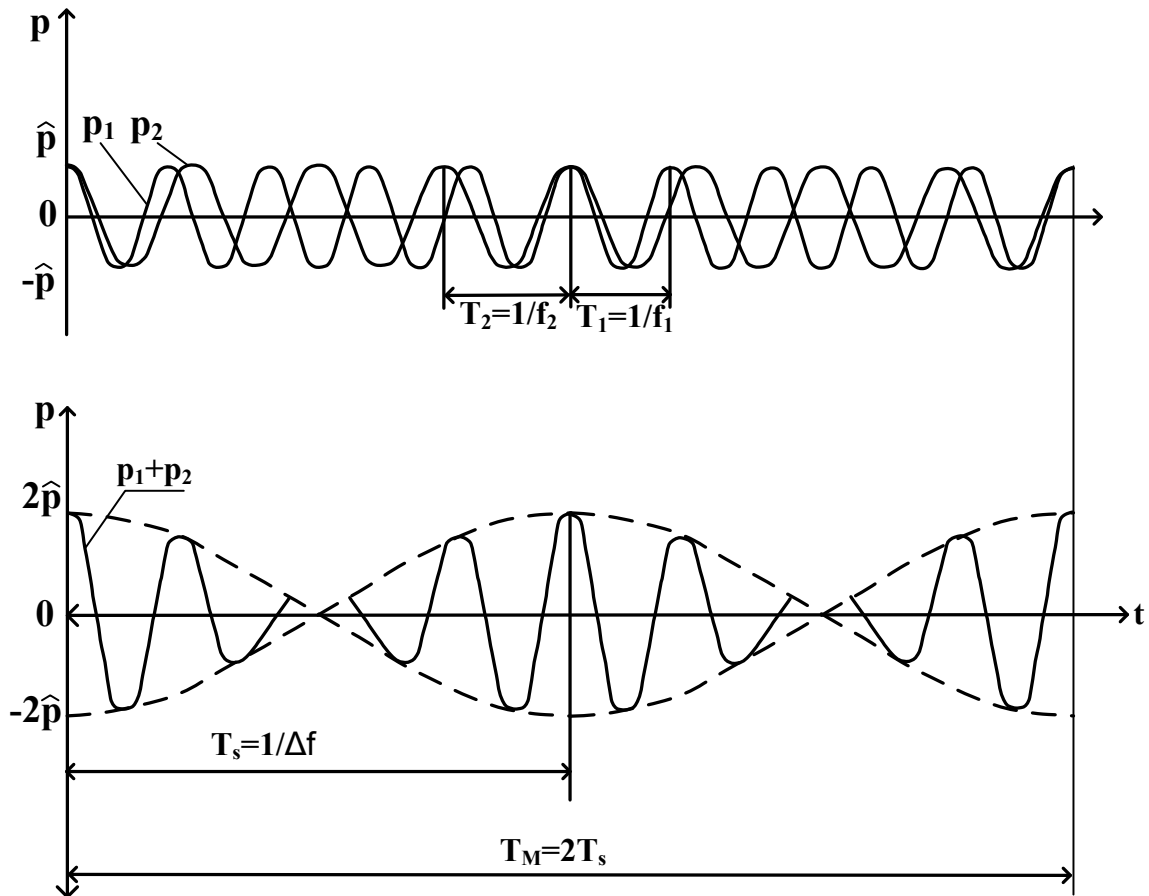
11. ábra Állóhullámok kitérésének eloszlása

Lebegés akkor lép fel, amikor két olyan hullám találkozik, amelyek frekvenciakülönbsége kicsi. Az egyszerűség végett tekintsünk azonos amplitúdójú hullámok esetét. A két harmonikus hullám szuperpozíciójánál ismét a trigonometrikus azonosság felhasználásával kapjuk:

$$\mathbf{31. képlet.} \quad p = p_1 + p_2 = \hat{p} \cos 2\pi f_1 \left(\frac{x}{a} - t\right) + \hat{p} \cos 2\pi f_2 \left(\frac{x}{a} - t\right) = 2\hat{p} \cos 2\pi f \left(\frac{x}{a} - t\right) \cos 2\pi \frac{\Delta f}{2} \left(\frac{x}{a} - t\right),$$

ahol: $f = \frac{f_1 + f_2}{2}$, és $\Delta f = f_1 - f_2$. Egy hullám lép fel tehát az f középfrekvenciával, amelynek amplitúdója periodikusan ingadozik 0 és $2 \hat{p}$ között: a hullám „modulálva” van egy $f_m = \frac{\Delta f}{2} = \frac{1}{T_m}$ frekvenciával. Az időben lassan változó $2\hat{p} \cos 2\pi \frac{\Delta f}{2} \left(\frac{x}{a} - t\right)$ függvény jelenti az amplitúdók burkoló görbét (**12. ábra**). A T_s lebegésidő két szomszédos amplitúdó maximum közötti távolságot jelenti, amely egyenlő a T_m modulációs periodusidő felével:

$$\mathbf{32. képlet.} \quad T_s = \frac{1}{\Delta f}.$$



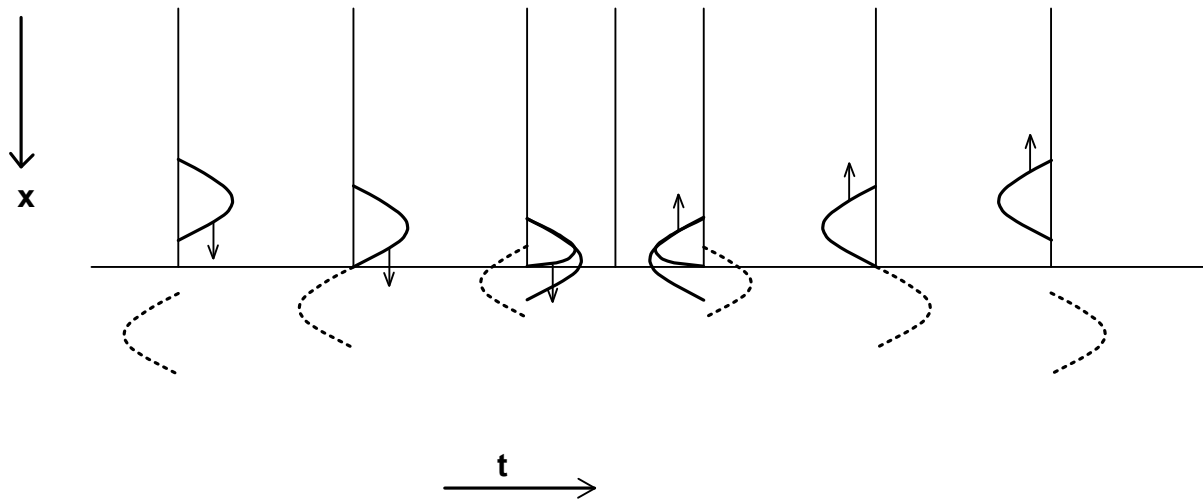
12. ábra Lebegés kialakulása

Állóhullámok keletkezhetnek haladó hullámok közegethatáron történő visszaverődése esetén annak a közegetnek a határán, amelyben a hullám továbbterjed. A visszaverődés fázis-ugrással is járhat. Vizsgáljuk meg ehhez egy félhullám visszaverődését egy húr végéről, mert a húron kialakuló egydimenziós hullámon szemléletesebben lehet a visszaverődést tárgyalni, de hasonlóan játszódik le a hang visszaverődése is valamely közegethatárról. Ha a húr vége szilárdan be van fogva (13. ábra), akkor a visszaverődés $\Delta\Phi = \pi$ fázisugrással történik. Ennyivel tér el a visszavert hullám a húr végére érkezett hullám fázisától, mert a beérkező és a visszavert hullám kitérése csak így lehet 0 a húr végén, ahogyan azt a fix befogás megköveteli. Úgy is elképzelhetjük ezt a jelenséget, mintha a húr befogása túlóldala felől egy azonos frekvenciájú és amplitúdójú, de ellenkező előjelű hullám szuperponálódik az eredeti hullámra, és a húr eredő mozgását a húr pozitív tartományban levő két hullám összegének tekintjük:

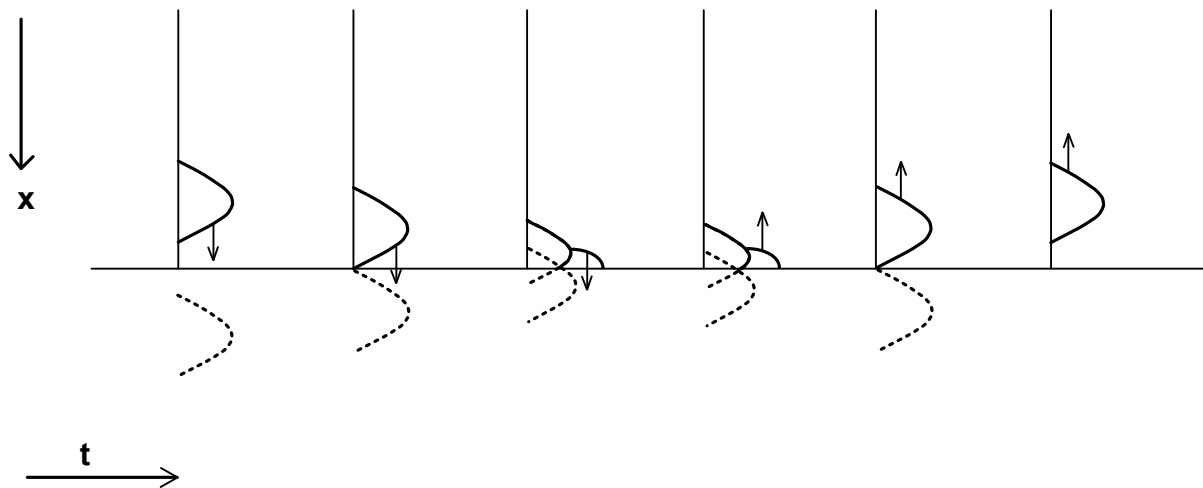
33. képlet. $\xi = \hat{\xi} \sin(kx + \omega t) - \hat{\xi} \sin(-kx + \omega t) = 2\hat{\xi} \cos \omega t \sin kx$.

Szabad húrvégen viszont (14. ábra) a beérkező hullám fázisugrás nélkül verődik vissza: $\Delta\Phi = 0$. A beérkező és a visszavert hullám a húr végén maximális amplitúdóvá szuperponálódik, vagyis a húr végén maximális kitérés alakul ki. Az itt leírt fázisviselkedés általában fellép hullámoknak hullámterjedési közegek határán történő visszaverődéskor, ha azokban a terjedési sebesség kisebb (sűrűbb közeget), ill. nagyobb (ritkább közeget), mint a

mindenkori másik közegben. A fázisugrás nagysága: $\Delta\Phi = \pi$, ha a visszaverődés kisebb fázissebességű, sűrűbb közegről történik, $\Delta\Phi = 0$, ha a visszaverődés nagyobb fázissebességű, ritkább közegről történik.



13. ábra Hullám visszaverődése rögzített húrvégen



14. ábra Hullám visszaverődése szabad húrvégen

Ha a húr mindkét vége rögzített (többdimenziós esetben minden oldalról lehatárolt, pl. befogott lemez, vagy tartályba zárt gáztérfogat), akkor csak meghatározott diszkrét frekvenciák gerjeszthetők stacioner módon, mint egydimenziós (két-, vagy háromdimenziós) állóhullámok, és a befogásoknál rezgési csomópontoknak kell elhelyezkedniük. Vizsgáljunk meg példaként most egy mindkét végén befogott húr rezgését [\[FEYNMAN R. P. - LEIGHTON R. B. - SANDS M.: Mai fizika; 1969; Budapest; Műszaki Könyvkiadó; 171:.\]](#). Ha a húron egy szinusz hullámot küldünk az egyik irányba akkor, mint láttuk, a hullám a húr végén visszaverődik úgy, hogy előjelét megváltoztatva halad a másik vége felé, ahol a folyamat megismétlődik. A 26. képletből látható, hogy a húr minden x pontja ω frekvenciával rezegve szinusz függvény szerinti, az amplitúdója az időtől függő koszinusz függvény szerint periodikus.

Azok a pontok, ahol $\sin kx = \sin \frac{\omega x}{a} = 0$, vagyis ahol: $kx = \frac{\omega x}{a} = 0, \pi, 2\pi, \dots, n\pi$, a húr nem mozdul el, ezeket csomópontoknak nevezünk. A mindkét végén rögzített húr egyik végpontján, ahol $x = 0$, a $\sin kx = \sin \frac{\omega x}{a} = 0$. Mivel a húr másik vége is rögzített, és a függvény értékének itt is zérusnak kell lennie, egy L hosszúságú húr esetén teljesülnie kell a $\sin kL = \sin \frac{\omega L}{a} = 0$ egyenletnek is. Ebből következik, hogy a k értéke már nem tetszőleges, eleget kell tennie a:

34. képlet. $kL = n\pi$,

(ahol: n egész szám) egyenletnek, amelyből az ω frekvenciára a következő összefüggés adódik:

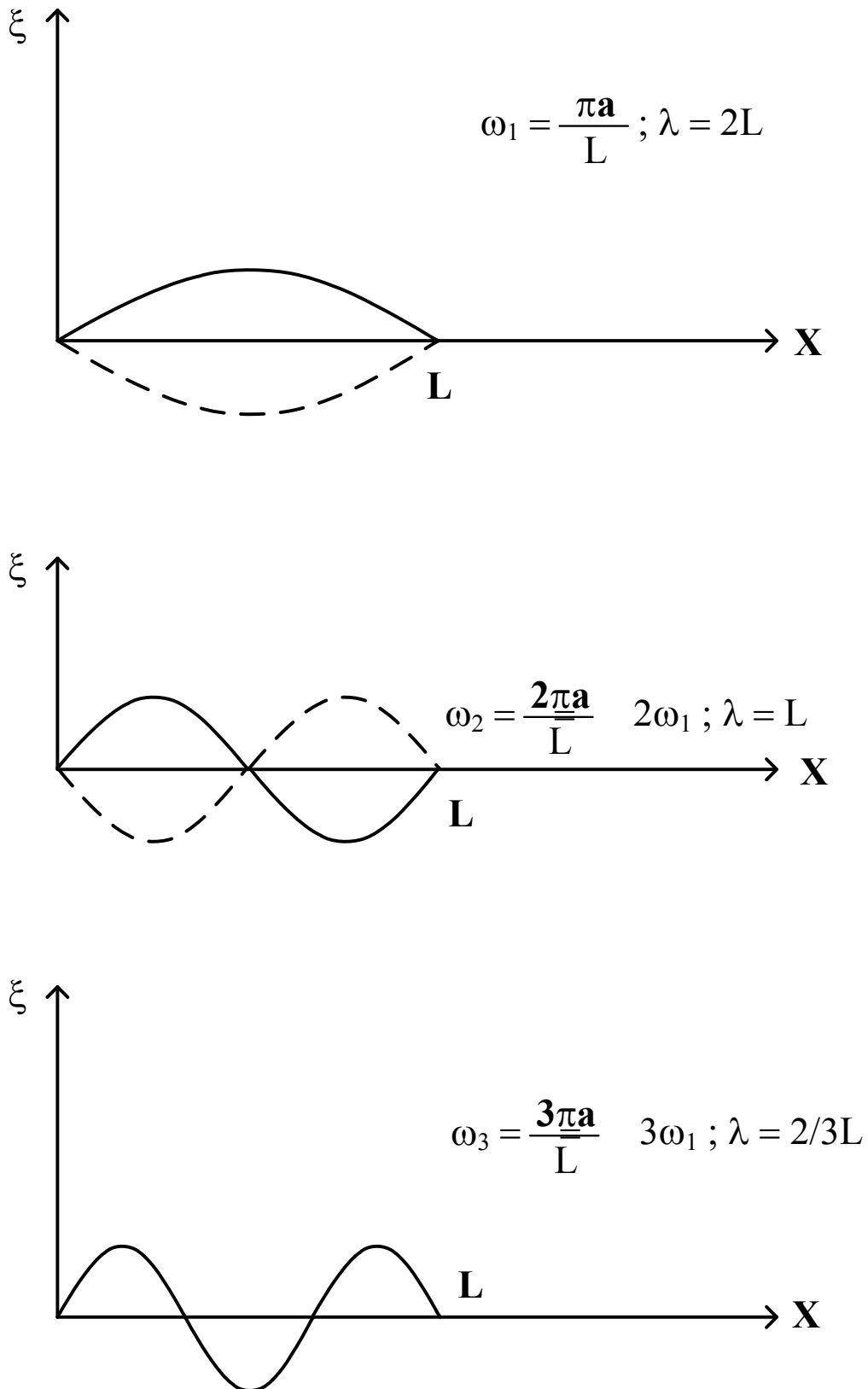
35. képlet. $\omega = ka = \frac{n\pi a}{L}$.

Láthatjuk tehát, hogy a húr szinuszos rezgést csak bizonyos frekvenciákon, az ún. *sajátfrekvenciákon* végezhet. A **15. ábra** a húr első három *sajátrezgését* mutatja. Ebből látható általánosítva, hogy a húr összes különböző sajátfrekvenciája a legalacsonyabb

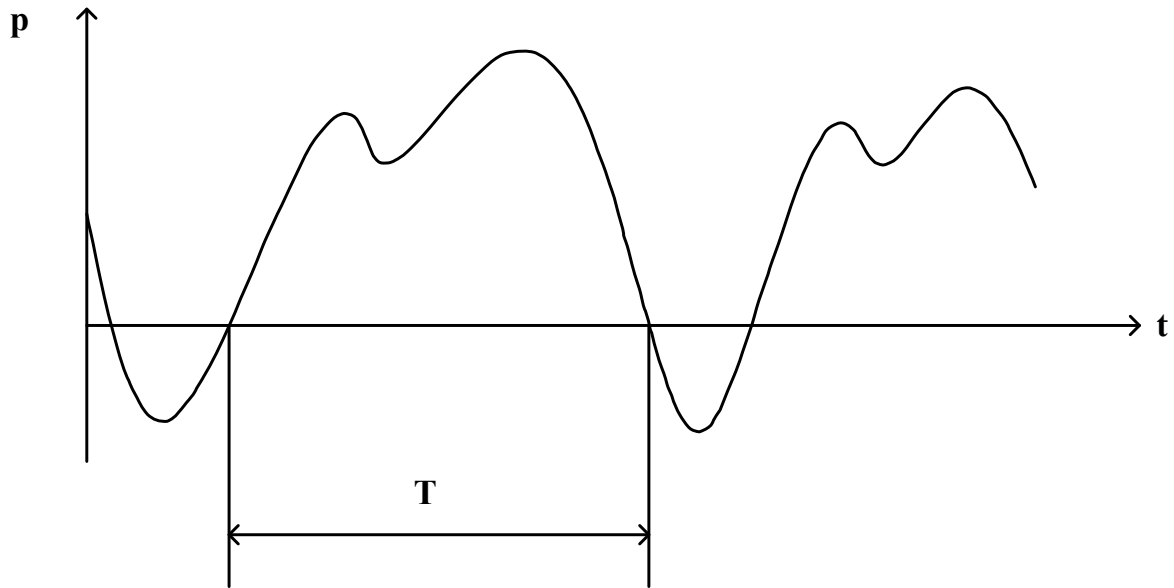
$\omega_1 = \frac{\pi a}{L}$ sajátfrekvencia egész számú többszöröse.

Mivel a hullámegyenlet a megoldásokra nézve lineáris, vagyis két sajátrezgés összege is megoldás, bizonyítás nélkül is belátható, hogy a húr bármely lehetséges mozgása több, egyidejű sajátrezgés együttes hatásának tekinthető.

A hang tulajdonképpen a levegő mozgása, amely pl. a húr megpendítésével is létrejöhet. Ahogyan a húr legáltalánosabb rezgése is szinuszos sajátrezgések összegéből áll, az általa keltett hang is harmonikusokból áll. Ha a hangra vonatkozó légnyomásváltozást az idő függvényében valamilyen $p(t)$ függvénnyel jelöljük (**16. ábra**), akkor ez azt jelenti, hogy az $p(t)$ felírható az idő egyszerű harmonikus függvényeinek (pl. $\cos \omega t$) minden egyes harmonikus frekvenciát tartalmazó összegeként.



15. ábra Rezgő húr sajátrezgései



16. ábra Zenei hang nyomásfüggvénye

Ha a rezgés periódusa T , akkor az alapprofrendencia $\omega = \frac{2\pi}{T}$, a felharmonikusok frekvenciái pedig az alapharmonikus egész számú többszöröse ($2\omega, 3\omega$ stb.). Mivel nem várhatjuk el, hogy minden egyes frekvenciájú rezgés kezdeti fázisa azonos legyen, különböző fázisú $\cos(\omega t + \varphi)$ alakú függvényekkel kellene számolni. Mivel a koszinusz függvényre vonatkozó addíciós összefüggés alapján:

36. képlet. $\cos(\omega t + \varphi) = \cos \varphi \cos \omega t - \sin \varphi \sin \omega t$,

ezért bármely ω frekvenciájú rezgést felírhatunk $\sin \omega t$, és $\cos \omega t$ alakú tagok összegeként. Összességében bármely $p(t)$ függvény, amelynek periódusa T , a következő alakban írható fel (ez az ún. Fourier sorfejtés):

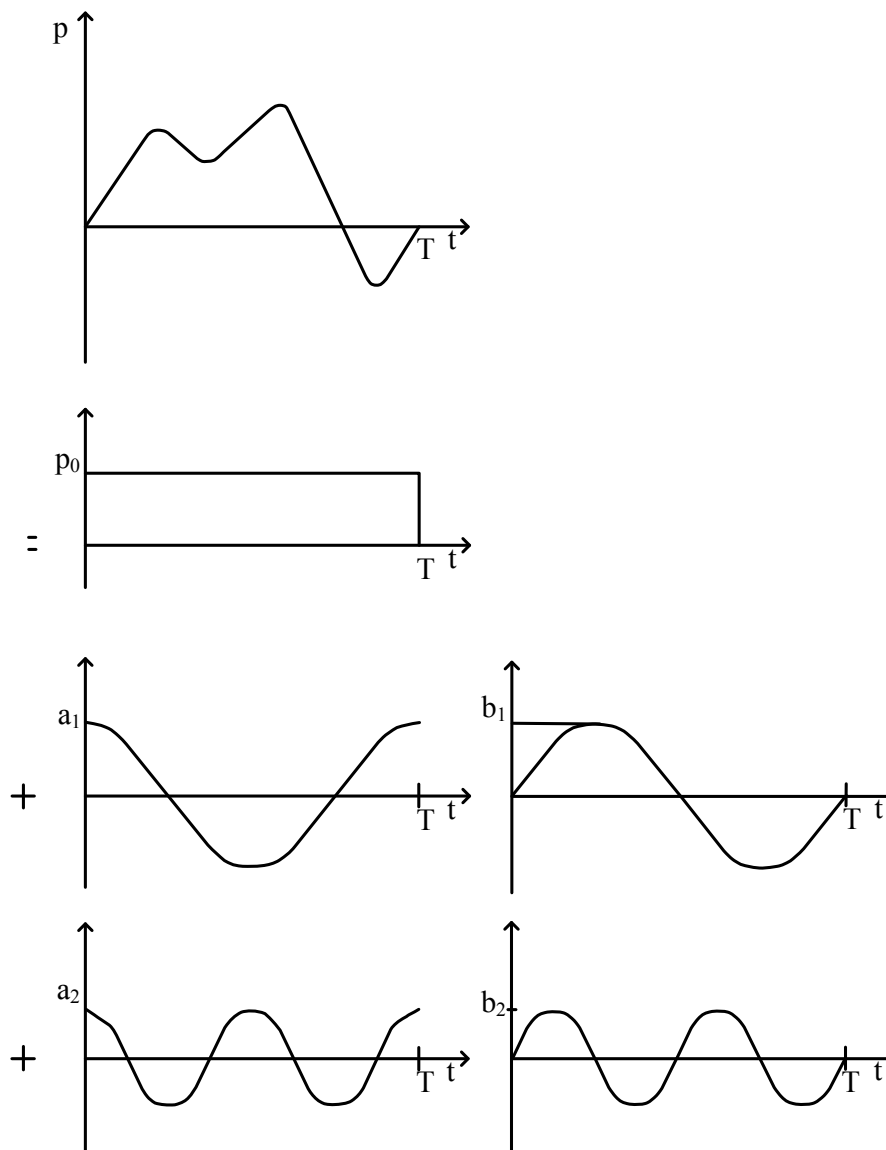
37. képlet. $p(t) = p_0 +$
 $+ a_1 \cos \omega t + b_1 \sin \omega t +$
 $+ a_2 \cos 2\omega t + b_2 \sin 2\omega t +$
 $+ a_3 \cos 3\omega t + b_3 \sin 3\omega t +$
 $+ \dots \quad + \dots = p_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos n\omega t + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin n\omega t,$

ahol: $\omega = \frac{2\pi}{T}$, p_0 a hangnyomás átlagértékét jelöli, az a és b együtthatók pedig azt mutatják meg, hogy az egyes komponensek milyen arányban vesznek részt az eredő hang kialakításában. A **17. ábra** szemlélteti az első öt tagot az együtthatók léptékeinek figyelmen kívül hagyásával. Bizonyítás nélkül:

38. képlet. $p_0 = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) dt,$

39. képlet. $a_n = \frac{2}{T} \int_0^T p(t) \cos n\omega t dt,$

40. képlet. $b_n = \frac{2}{T} \int_0^T p(t) \sin n\omega t dt.$



17. ábra Fourier-sor első harmonikus összetevői

Bár az eredményt bármely periodikus függvényre mondtuk ki, a gyakorlatban előforduló minden függvény sorba fejthető ilyen módon. Lényegében a zajmérésre használt műszerekbe be vannak építve ezt az elvet elektronikusan megvalósító egységek, szűrők, amelyekkel az előírásoknak megfelelően lehet előállítani a szükséges jellemzők adatait.

1.1.3 Doppler-hatás, fejhullámok

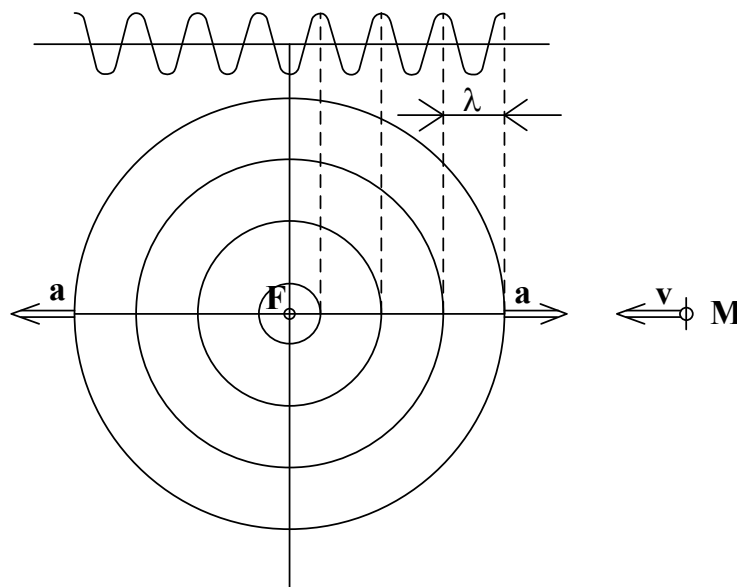
[HÜTTE: A mérnöki tudományok kézikönyve; 1993; Budapest; Springer Hungarica Kiadó; B23-B38; B182-B190.]

Ha a hullámforrás és a megfigyelő egymáshoz képest mozog, akkor a megfigyelő más-más frekvenciát észlel attól függően, hogy a megfigyelő, vagy a hangforrás mozog, esetleg mindkettő.

1.1.3.1 Nyugvó hangforrás mozgó megfigyelő esetén

Nyugvó levegőben hasonlóan nyugvó hangforrás által $f = \frac{a}{\lambda}$ frekvenciával keltett hanghullámok a hangsebességgel terjednek gömbhullámok alakjában, melyek hullámhossza λ . Ha a megfigyelő v sebességgel halad a forrás felé (**18. ábra**), ill. attól távolodik, akkor a megfigyelő a hozzá érkező hullámok $a \pm v$ sebességet észleli, és a definíció szerinti megnövekedett, ill. lecsökkentett frekvenciát észleli:

41. képlet. $f_M = \frac{a \pm v}{\lambda} = f(1 \pm \frac{v}{a})$.

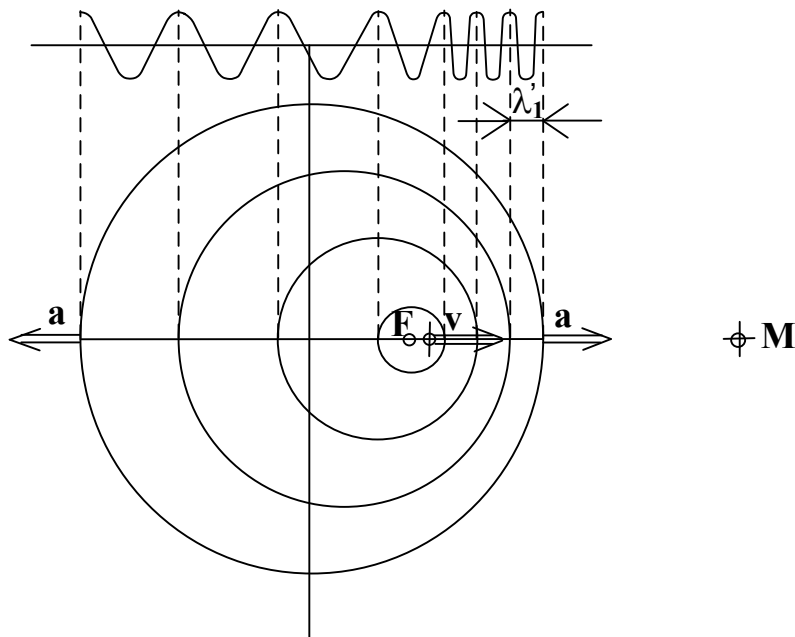


18. ábra Doppler-hatás mozgó megfigyelő esetén

1.1.3.2 Mozgó hangforrás nyugvó megfigyelő esetén

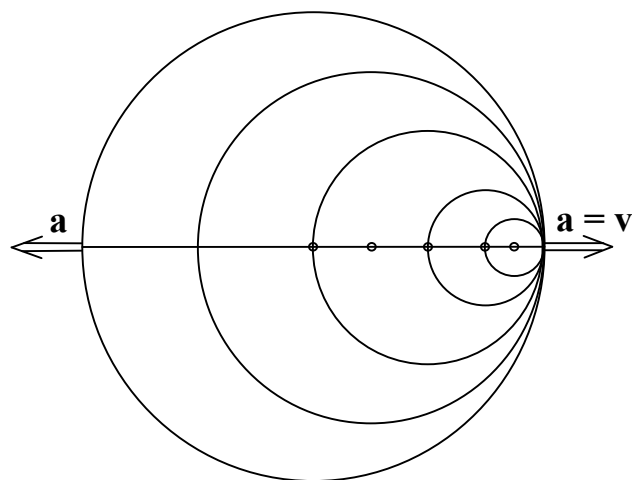
A nyugvó megfigyelő felé nyugvó levegőben mozgó hangforrás esetén a forrás előtt lerövidülnek a hullámhosszak, míg a forrás mögött meghosszabbodnak (**19. ábra**). Ennek az oka az, hogy a mozgó hangforráshoz képest a sebességgel haladó hullámoknak az iránytól függ a sebessége: a nyugvó megfigyelő oldalon a sebességek különbsége miatt megváltozott hullámhossz alapján nagyobb (ellenkező oldalon kisebb) frekvenciát észlel:

42. képlet. $f_M = \frac{a}{\lambda'} = \frac{a}{(a \mp v)/f} = \frac{f}{1 \mp \frac{v}{a}}$

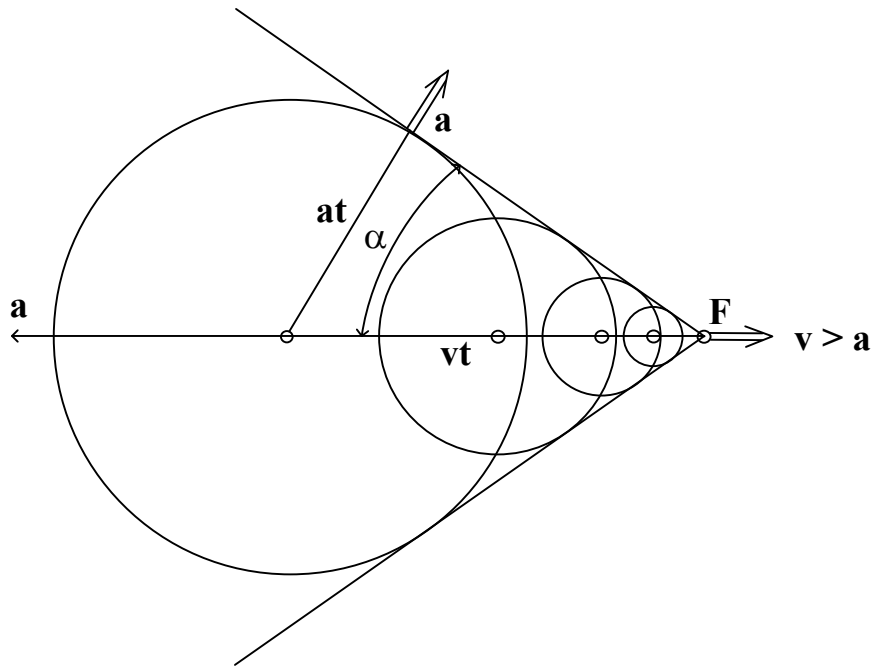


19. ábra Doppler-hatás mozgó hangforrás esetén

Ha egy hangforrás (pl. repülőgép) v sebessége közelít a hangsebességéhez, akkor az összes korábban kibocsátott hullámhegy a haladás irányában szuperponálódik közvetlenül a hangforrás előtt (**20. ábra**), és nagyon nagy nyomás-amplitúdók és nyomás-gradiensek jönnek létre. Ha a hangforrás áttörte ezt az úgynevezett hangfalat, $v > a$ hangsebesség feletti sebességgel (szuperszonikus sebességgel) repül a forrás, a **21. ábra** látható hullámteret hozza létre: az egymás után kibocsátott hullámhegyek áthatolnak egymáson és kúp alakú fejhullámmá (*Mach-kúppá*) szuperponálódnak, amelynek csúcsában mozog a hangforrás.



20. ábra Hangsebességgel mozgó hangforrás hullámtere



21. ábra Hangsebesség felett mozgó hangforrás hullámtere

A Mach-kúp nyílásszögét a hang és a forrás sebessége határozza meg:

43. képlet. $\sin \alpha = \frac{a}{v} = \frac{1}{M}$,

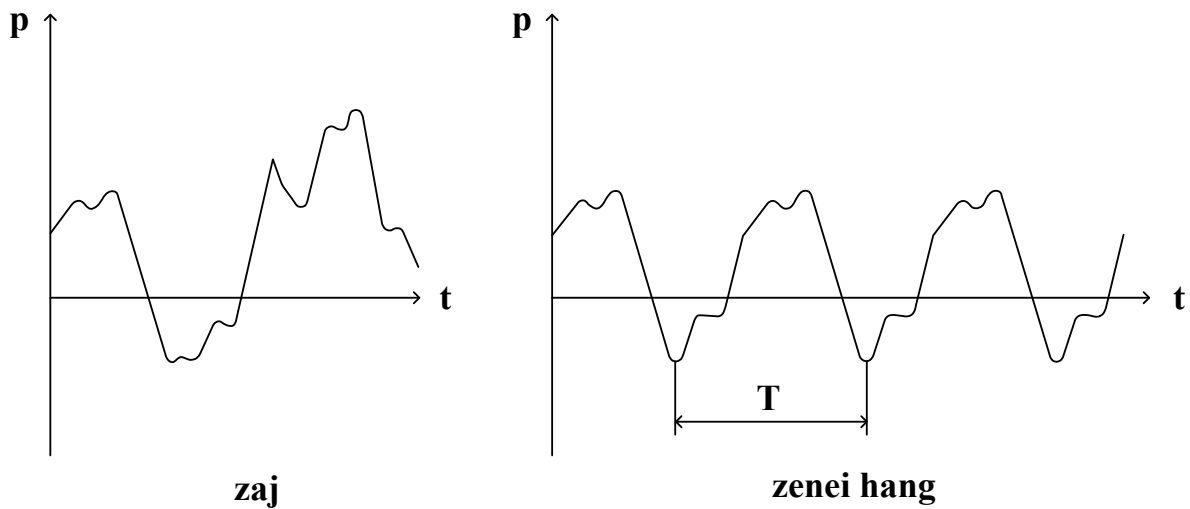
ahol az $M = \frac{v}{a}$ sebességarányt *Mach*-számnak nevezzük. Ez nemcsak a hangforrás sebességétől függ, hanem a levegő hőmérsékletétől is, a hangsebesség hőmérséklet-függése miatt.

1.1.4 Hangszínekép

[KURUTZ I. - SZENTMÁRTONY T.: A műszaki akusztika alapjai; 2001; Budapest; Műegyetemi Kiadó; 179;], [KOVÁTS A.: Zaj- és rezgésvédelem; 2004; Veszprém; Veszprémi Egyetemi Kiadó; 203;], [BARÓTFI I.: Környezettechnika; 2000; Budapest; Mezőgazda Kiadó; 981:803-870.]

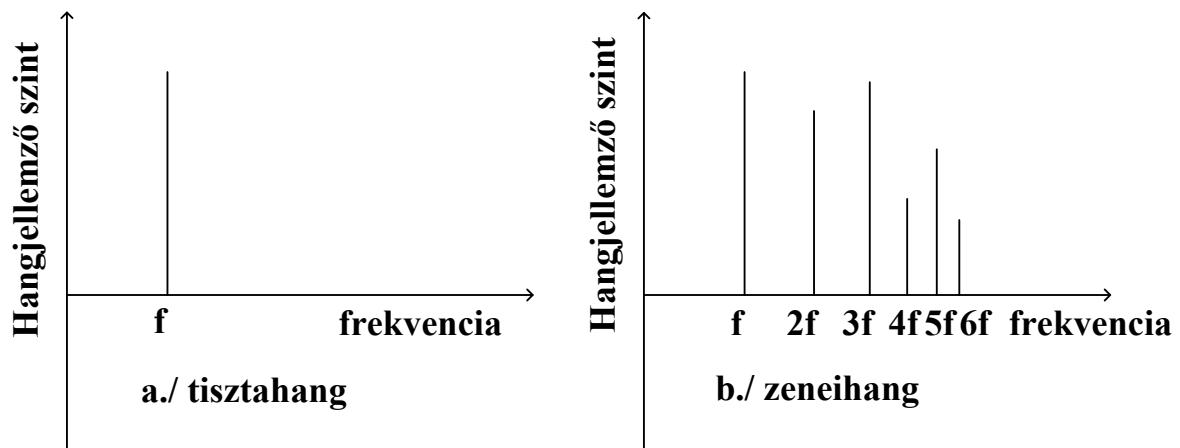
A hangtér egy adott pontjában a hangnyomás időbeli függvényének ismeretében állíthatjuk elő a *hangszíneképet*, más néven *hangspektrumot*, amely megmutatja, hogy milyen frekvenciájú és amplitúdójú harmonikus összetevőkből tevődik össze az eredeti hang. Mivel általában a hangjelenség időfüggvénye nagyon bonyolult, és nehézkes az összetevőkre következtetni, ezért az eredő hullám összetevőinek jellemzőit (pl. hangteljesítményt vagy hangteljesítményszintet /lásd később/) a frekvencia függvényében ábrázoljuk, és ezt a függvényt nevezzük *hangszíneképnek*.

A zenei hangok abban különböznek a zajtól, hogy a levegő nyomásának az idő függvényében való ábrázolása alapján kapott grafikonjuk periodikus. A zenei hang légnomásváltozás görbéje ha szabálytalan is, újból és újból megismétlődik, míg a zaj esetén a függvény mindig szabálytalan alakú, és általában nem periodikus (**22. ábra**).



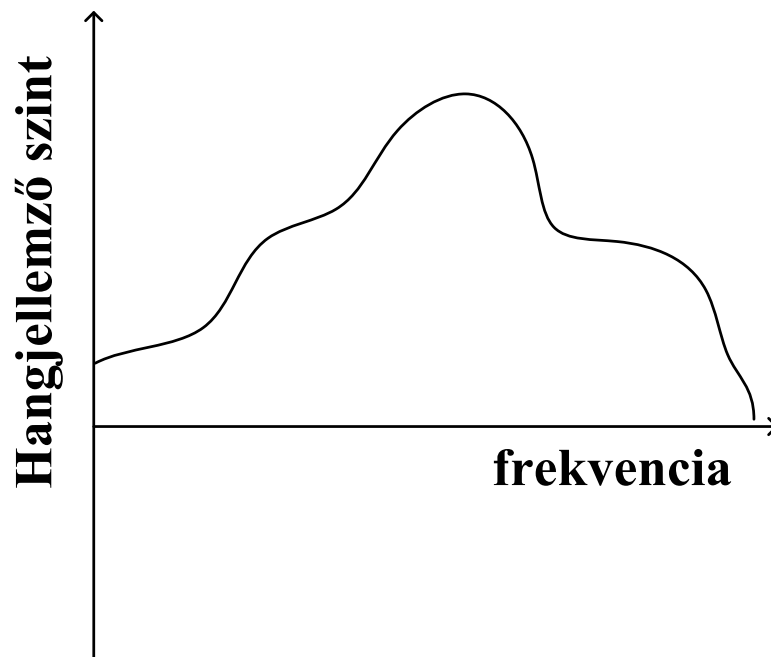
22. ábra Hallható hangok hangélmény szerinti osztályozása

Amint azt láttuk, a periodikus függvény mindig felbontható harmonikus függvények összegére, ezért a zenei hangok jellemzőit a frekvencia függvényében ábrázolva *vonalas színeképet* kapunk (**23. ábra**). A tisztahang színeképe az adott frekvenciához tartozó egyetlen függőleges vonal (**23. ábra**).

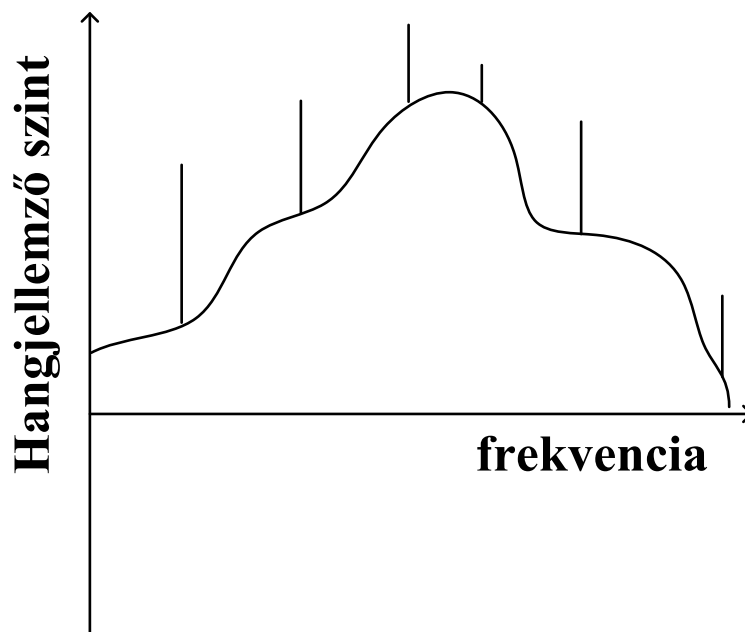


23. ábra Vonalas színekép

A zaj színeképe általában *folytonos* (**24. ábra**), de lehet *vegyes színeképű* is: folytonos spektrumú bizonyos frekvenciákon kiemelkedő tiszta hangösszetevőkkel (**25. ábra**).



24. ábra Folytonos színekép

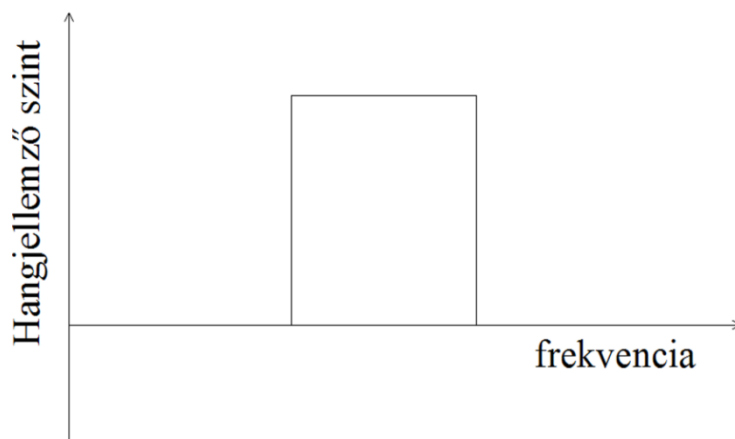


25. ábra Vegyes színekép

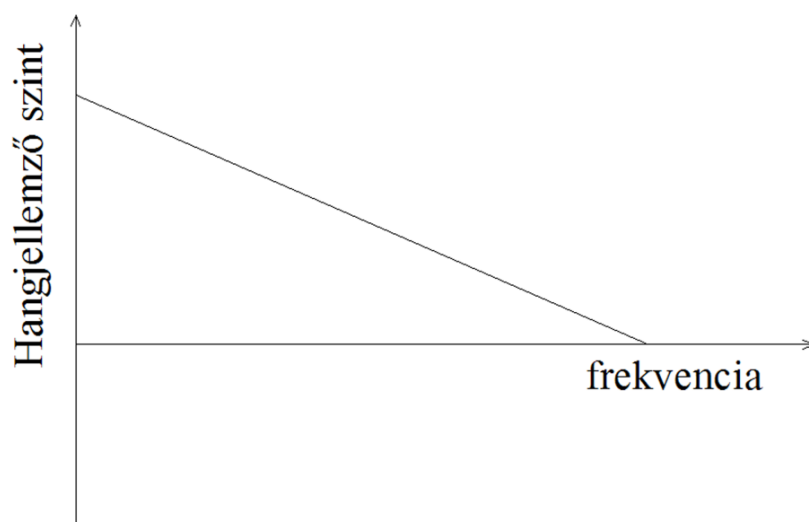
Fehérszajnak nevezzük a folytonos színeképű, a teljes frekvencia tartományban állandó intenzitású, ezért egy vízszintes egyenessel ábrázolható zajt (**26. ábra**). A *szürke zajnak* a frekvenciatartomány egy sávjában folytonos, és egyenletes intenzitású (**27. ábra**), a *rózsaszín zajnak* (**28. ábra**) pedig egy frekvencia tartományban folytonos, lineárisan csökkenő intenzitású zajt nevezzük.



26. ábra Fehér zaj



27. ábra Szürke zaj



28. ábra Rózsaszín zaj

Az emberi fül által hallható hangok frekvenciája 16-20000 Hz tartományt ölel át. Ha a mérések során valamennyi frekvencián meg szeretnénk határozni a zaj jellemzőit, igen rövid idő alatt igen nagy mennyiségű adatot kellene tárolni, miközben a zaj maga is megváltozik. A jelenlegi zajmérő műszerek különböző szabványok által előírt frekvenciatartományt fognak át. A műszerbe beépített sávszűrők a hangenergiát csak egy meghatározott tartományban engedik át, e sávon kívül visszatartják. Az előírások leggyakrabban az oktáv-, és tercsávós szűrők használatát igénylik, de vannak keskenysávú szűrők is beépítve a műszerekbe, és ennek megfelelően oktáv-, tercsávós, ill. keskenysávú szűrésről beszélünk.

Oktáv-sávok esetén az f_f *felső határfrekvencia* éppen kétszerese az *alsó* f_a határfrekvenciának, ahogyan a zenei oktáv esetén (egy adott hosszúságú húr, és egy kétszeres hosszúságú húr által keltett hang megpendítésekor éppen egy zenei oktáv két alaphangját halljuk). Így az egyes sáv szélességek (Δf) éppen megegyeznek az alsó határfrekvenciával:

44. képlet. $f_f = 2 f_a$, és

45. képlet. $\Delta f = f_f - f_a = f_a$.

A sáv jellemzésére az f_k *középfrekvenciát* használjuk, amely az alsó és felső határfrekvencia mértani közepe:

46. képlet. $f_k = \sqrt{f_f f_a} = \sqrt{2} f_a$.

Tercsávok más néven *harmadoktáv-sávok* esetén a határfrekvenciák hányadosa logaritmikusan éppen harmada az oktáv-sávéénak: $\lg \frac{f_f}{f_a} = \frac{\lg 2}{3}$, így:

47. képlet. $f_f = 2^{1/3} f_a \approx 1,26 f_a$, és

48. képlet. $f_k = \sqrt{f_f f_a} = 2^{1/6} f_a$.

A szabványos terc- és oktáv-sáv-középfrekvenciákat, és sávhatárokat a **2. táblázatban** közöljük. A gyakorlatban általában elegendő az $f_k = 63 - 8000$ Hz középfrekvenciájú 8 oktáv-sáv figyelembe vétele a különféle hangjelenségek jellemzésére. Finomabb vizsgálatokhoz a 24 tercszűrővel kielégítő pontossággal tudjuk jellemezni a jelenséget. Még finomabb vizsgálatokhoz keskenysávú elemzés szükséges, itt minden esetben meg kell adni a sáv szélességet. Állandó sáv szélességű szűrők esetén az alsó és a felső határfrekvenciák különbsége állandó:

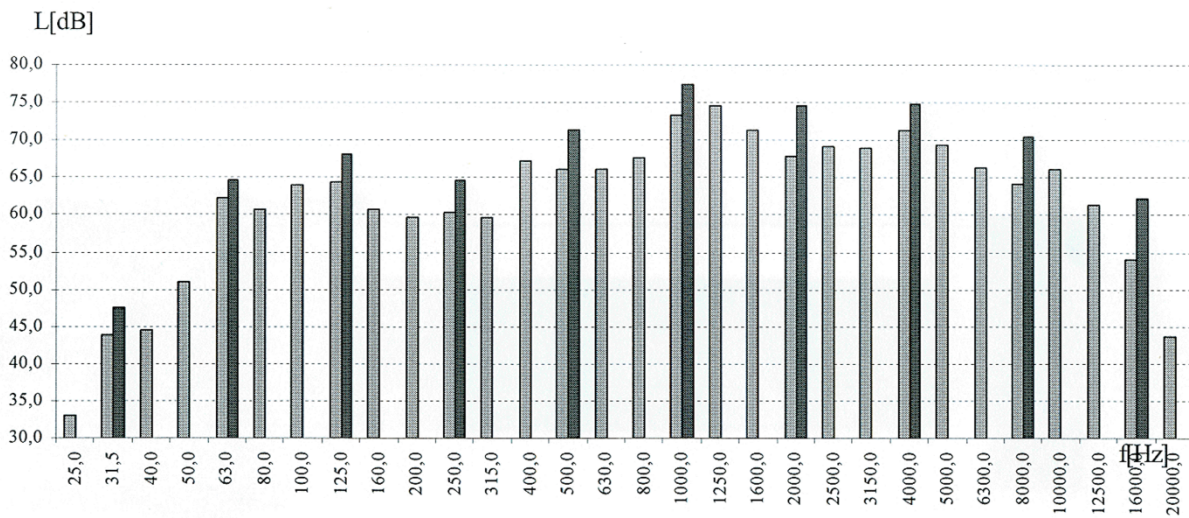
49. képlet. $f_f - f_a = \text{állandó}$.

A zajok különböző frekvenciájú összetevőinek energiatartalmát az 1 Hz sáv szélességű szűrővel lehet valóságosan elemezni, az ilyen szűrővel készített hangszínkép

energiasűrűség-hangszíneknek nevezzük.

A lineáris szűretlen mérés esetén a teljes frekvenciatartományt átölelő összenergia-szintet tudjuk csak meghatározni, amely csak egy durva közelítést ad a jelenség lefolyásáról.

A gyakorlatban a hangszíneket oszlopos diagramban szokás ábrázolni, ahol a vízszintes frekvenciaskála logaritmikus, és a függőleges tengelyen a középfrekvencián mért jellemzőt lineárisan ábrázoljuk. A **29. ábra** egy jellegzetes frekvenciaszínképet mutat.



29. ábra Tercsávós és oktávsvós spektrum

2. táblázat Szabványos sáv-középfrekvenciák és sáv-határfrekvenciák

[BARÓTFI I.: Környezettechnika; 2000; Budapest; Mezőgazda Kiadó; 981:803-870.], [P. NAGY J.: A hangszigetelés elmélete és gyakorlata; 2004; Budapest; Akadémiai Kiadó; 305:.]

Sáv-határfrekvencia (Hz)	Tercsáv-középfrekvencia (Hz)	Oktávsáv-középfrekvencia (Hz)
45		
	50	
56		
	63	63
71		
	80	
90		
	100	
112		
	125	125
140		
	160	
180		
	200	
224		
	250	250
280		
	315	
355		
	400	
450		
	500	500
560		
	630	
710		
	800	
900		
	1000	1000
1120		
	1250	
1400		
	1600	
1800		
	2000	2000
2240		
	2500	
2800		
	3150	
3550		
	4000	4000
4500		
	5000	
5600		
	6300	
7100		
	8000	8000
9000		
	10000	
11200		

1.2 Akusztikai mérőszámok (Horváth Róbert)

Debreceni Egyetem

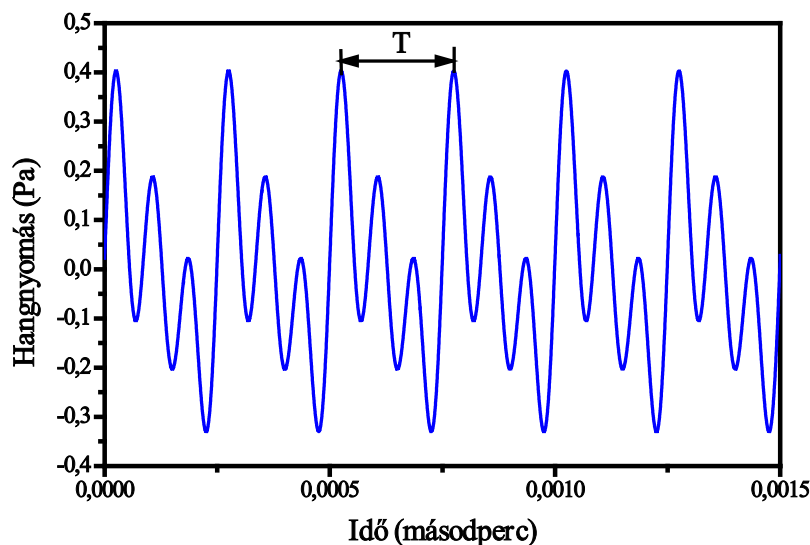
1.2.1 Bevezetés

Az emberi fül által érzékelt akusztikus jelenségek leírásához a legfontosabb fizikai mennyiség a hangnyomás ($p(r,t)$), amit úgy definiálunk, mint a tér egy adott pontjában (r_0) az adott pillanatban uralkodó gáznyomás ($p_{akt}(r_0,t)$) és az időben állandónak tekinthető légköri nyomás (p_0) közötti különbség:

50. képlet. $p(r_0,t) = p_{akt}(r_0,t) - p_0$,

ahol az r helykoordináta 0 indexe kifejezi, hogy a tér egy rögzített pontjában vizsgáljuk a hanghullám által előidézett nyomásingadozást. A légköri nyomás (p_0) értéke kb. 10^5 Pa.

Sok esetben a zajesemények periodikusak, ami azt jelenti, hogy létezik egy időbeli nyomásváltozás mintázat, amit folyamatos módon ismételve a teljes időbeli jel felépíthető. A **30. ábra** látható egy periodikus zajesemény részlete.



30. ábra Példa periodikus nyomásváltozásra a tér egy adott pontjában (a T szimbólum jelöli a nyomásváltozás periódusidejét, azaz azt a minimális időt, amelynek eltelte után a nyomásváltozás időben ismétlődni kezd)

A zajesemény akkor nevezhető periodikusnak, ha létezik egy T időjellelű mennyiség, amelyre jellemző, hogy T hosszúságú zajesemény-részletekből a teljes zajesemény felépíthető. Matematikailag a periodicitás a következőképpen írható le:

51. képlet. $p(r_0,t) = p(r_0 + nT)$,

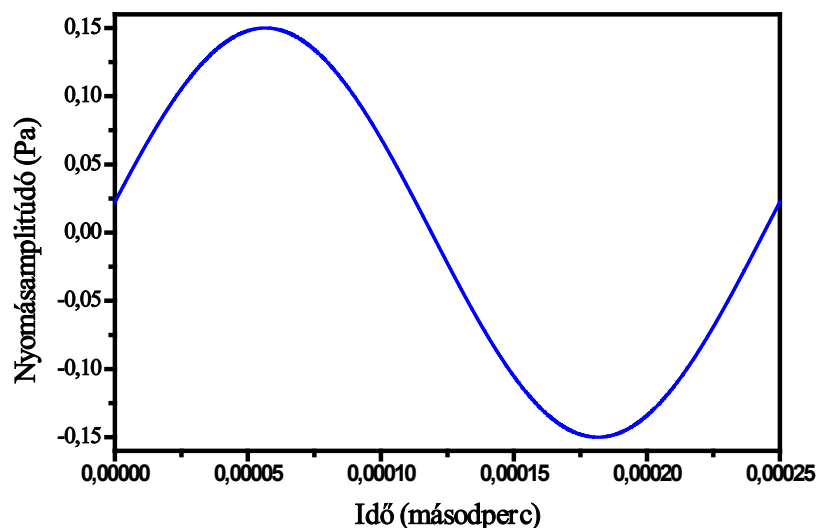
ahol: n tetszőleges egész szám. (Megjegyzés: ha az **51. képletet** szigorú értelemben alkalmaznánk, akkor a képlettel jellemzett zajesemény a $t=-\infty$ -től a $t=+\infty$ -ig kell, hogy

tartson. A valóságban persze ilyen végtelen hosszú zajesemények nem léteznek, ezért az 51. képlet csak egy matematikai absztrakció. Egy valóságos zajeseménynek van egy kezdeti /ún. berezgési/ szakasza és egy végső /ún. lecsengési/ szakasza. A kettő közötti /ún. állandósult/ szakaszt lehet periodikusnak tekinteni, amennyiben n kellően nagy értékéig teljesül az 51. képletben.).

A legegyszerűbb periodikus nyomásváltozás az ún. egy-frekvenciás, vagy másként tisztaszinuszos nyomásváltozás, ahol az r_0 pontban a hangnyomás a következő képlettel írható le:

52. képlet. $p(r_0, t) = A \sin(2\pi f t + \varphi_0)$,

ahol: A a nyomásváltozás amplitúdója (mértékegysége: $[A]=\text{Pa}$), f a nyomásváltozás frekvenciája (mértékegysége $[f]=\text{Hz}=1/\text{s.}$), és φ_0 a nyomásváltozás kezdőfázisa (dimenziómentes mennyiség). Vizsgáljuk meg a fenti mennyiségek fizikai tartalmát a 31. ábra segítségével!



31. ábra Egy 4000 Hz frekvenciájú, 0,15 Pa amplitúdójú és 8,6° kezdőfázisú periodikus nyomásváltozás egy periódusa

Az A amplitúdó meghatározza azt a nyomástartományt ($-A$ -tól $+A$ -ig), amin belül a hangnyomás változik. Mekkora lehet egy hanghullámban a nyomásváltozás maximális amplitúdója? Mivel a gáznyomás mindig pozitív, a nyomásváltozás nem haladhatja meg p_0 -t. Egy olyan (a valóságban meg nem valósítható) hanghullámban, amelynek az amplitúdója p_0 (azaz $A=p_0=10^5$ Pa), a gáznyomás periodikus módon ingadozna a p_0 kétszerese (2×10^5 Pa, vagy másként 200 kPa, ill. a nem SI mértékegység szerint 2 bar) és a 0 Pa nyomás (tökéletes vákuum) között. Valójában a nyomásváltozás maximális értéke még extrém erősségű zajesemények esetén sem haladja meg a légköri nyomás töredék részét (jellemzően maximálisan a 0,1 %-át, azaz a 100 Pa-t).

Az f frekvencia az egységnyi idő alatti periódusok számát adja meg, mértékegysége a Hz (ejtsd: hertz). Ha pl. $f=4000$ Hz (lásd 31. ábra), akkor a hangnyomás egy másodperc alatt 4000-szer veszi fel a maximális és ugyanennyi alkalommal a minimális értékét. A 4000 Hz-et másképpen 4 kHz-nek (ejtsd kilohertz) is hívjuk. Az emberi fül által érzékelt hangok

frekvenciája jellemzően a 20 Hz-től a 16 kHz-ig tartományba esik. Az f frekvencia reciprok értéke a T periódusidő, amely megadja, hogy a nyomásváltozás egy teljes periódusa (amelyből a teljes tiszta-szinuszos hangnyomás-változás felépíthető) mennyi ideig tart. A **31. ábra** szerinti hangnyomás-változás esetén $T=0,00025$ s, azaz $250 \mu\text{s}$ ($1 \mu\text{s}=10^{-6}$ s).

Az **52. képletben** a szinusz szögfüggvény argumentumát (azaz a zárójelen belüli mennyiséget) egy adott időpillanatban a nyomásváltozás pillanatnyi fázisának nevezzük. A fázis dimenziómentes mennyiség (hiszen egy függvény argumentuma csak dimenziómentes lehet). A fázis, mint ahogy a neve is jelzi, kifejezi, hogy a nyomásváltozás az adott időpillanatban milyen „fázisban” van. Ha pl. a fázis egy adott pillanatban éppen $\pi/2$ (vagy másként 90°), akkor a hangnyomás éppen maximális, azaz $p(r_0, t)=A$, ha a fázis $3\pi/2$ (vagy másként 270°), akkor a hangnyomás éppen minimális $p(r_0, t)=-A$. Hasonlóképpen, amennyiben a fázis 0, akkor a hangnyomás értéke $p(r_0, t)=0$, és a nyomás éppen folyamatosan növekszik (azaz az r_0 körüli térrész éppen összenyomódik); míg ha a fázis éppen π (vagy 180° , ha fokban és nem radiánban számolunk), akkor a hangnyomás értéke az előzőekhez hasonlóan $p(r_0, t)=0$, de a nyomás éppen folyamatosan csökken (azaz az r_0 körüli térrész éppen tágul). Ezek az állapotok természetesen újra és újra fellépnek, ahányszor a fázis a 2π egész számú többszörösével változik. A fázis igazán fontossá akkor válik, ha egy adott térrészben több zajesemény egyszerre fejti ki hatását, ilyenkor az eredő hangnyomás időbeli változása függeni fog az egyedi frekvenciákra jellemző fázisoktól. Azt lehet tehát mondani, hogy egyetlen frekvenciájú hangnyomás-változás esetén a fázis nem játszik jelentős szerepet, viszont több (akár egyforma, akár különböző frekvenciájú) hangnyomás-változás esetén ezek egymáshoz képesti fázisa már jelentősen befolyásolja a kialakuló eredő hangnyomást.

Az **52. képletben** szerepel még a φ_0 kezdő fázis. A hangnyomás-változás kezdőfázisával azt jellemezhetjük, hogy a $t=0$ időpontban, a hangnyomás milyen, ún. kezdeti állapotban volt. Fontos megjegyezni, hogy a kezdőfázisnak önmagában túl nagy jelentősége nincs, hiszen valójában a zajesemény vizsgálatának kezdő időpillanata tetszőlegesen választható. Megjegyzendő, hogy az **52. képletben** kívül más képlettel is leírható az egyfrekvenciás hangnyomás-változás. Természetesen lehetséges a szinuszt helyett koszinuszt is írni, ez csak a hangnyomás-változás kezdőfázisát tolja el (90° -kal, azaz $\pi/2$ -vel). További, a számolásokat sok esetben jelentősen egyszerűsítő lehetőség a komplex írásmód használata az alábbiak szerint:

$$\mathbf{53. képlet.} \quad p(r_0, t) = Ae^{i(2\pi ft + \varphi_0)} = A \exp(i(2\pi ft + \varphi_0)) = A \sin(2\pi ft + \varphi_0) + iA \cos(2\pi ft + \varphi_0),$$

ahol: i a komplex egység ($\sqrt{-1} = i$). Ilyenkor fizikai jelentése természetesen csak a valós résznek van.

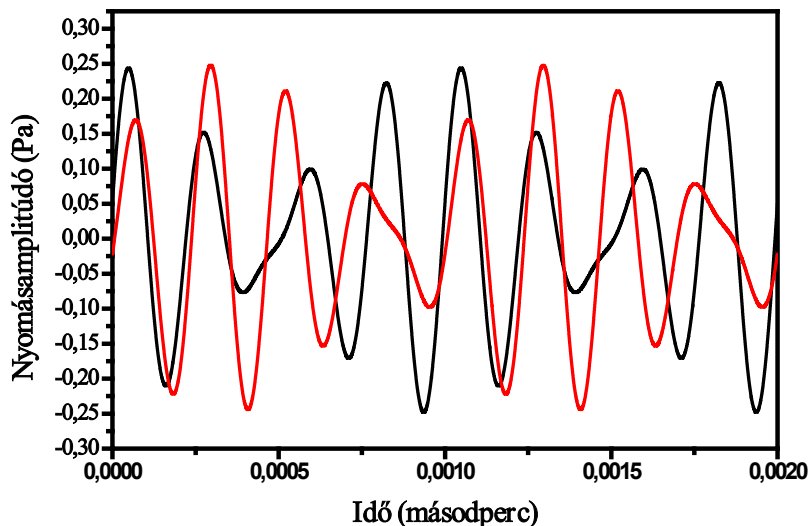
A mindennapi életben legtöbbször fellépő zajeseményekre általában jellemző, hogy bennük a nyomásváltozás nem egyetlen frekvencián történik (sokszor még csak nem is periodikus). Az ilyen zajesemények jellemzésére célszerű bevezetni a hangnyomás ún. effektív értékének fogalmát az alábbi definíció szerint:

54. képlet.
$$p_{eff}^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt.$$

Egy-frekvenciás hangnyomás esetén az effektív érték a nyomás-amplitúdó 0,71-szerese ($p_{eff}=0,71 \times A$). Az effektív érték jelentőségét az adja, hogy két vagy több független zajforrás egyidejű hatására fellépő nyomásváltozás jellemzése legegyszerűbben az effektív értékek használatának segítségével lehetséges:

55. képlet.
$$p_{eff,eredő}^2 = p_{eff,1}^2 + p_{eff,2}^2 + p_{eff,3}^2 + \dots$$

Azaz az eredő hangnyomás effektív értékének négyzete az eredeti effektív értékek négyzetének összegével egyenlő. Az 55. képlet alkalmazhatóságához a zajforrások függetlensége nagyon fontos előfeltétel! A fenti képlet jelentőségét nehéz túlhangsúlyozni. Amennyiben a tér egy adott pontjába egyszerre több egy-frekvenciás (szinuszos) hanghullám érkezik, az eredő hangnyomás időjel alakja erősen függ a komponensek fázisától, amit a 32. ábra jól igazol. A 32. ábra látható különböző jelalakokkal bíró, két frekvenciából összeállított nyomásváltozás esetén az effektív érték 0,127 Pa, ami megegyezik a két komponens effektívérték négyzetösszegének gyökével.



32. ábra Egy 4000 Hz frekvenciájú és 0,15 Pa amplitúdójú, valamint egy 5000 Hz frekvenciájú és 0,1 Pa amplitúdójú nyomásváltozás eredője különböző fázisviszonyok esetén

Felmerülhet a kérdés, hogy az effektív értéknek van-e, a számolások megkönnyítésén túl, egyéb jelentősége. A válasz az, hogy igen, mivel az emberi fül is az effektív érték szerint érzékeli a zajeseményeket, azaz, eltekintve néhány speciális esettől, mint pl. a két nagyon közeli frekvenciájú hang együttes hatásakor fellépő lebegés jelensége, a nyomásváltozás időbeli változásait nem érzékeljük. Ez a tény nagymértékben leegyszerűsíti az akusztikai jelenségek tárgyalhatóságát, hiszen nincs szükség a bonyolult fázisviszonyok figyelembevételére, valójában elég (vagy legalábbis elégnék látszik) az effektív érték kiszámolása. Az a tapasztalati tény, hogy az effektív értéknél bonyolultabb leírást kell alkalmazni az emberi érzékelésre, annak a következménye, hogy hallásunk a különböző frekvenciákon nem egyformán érzékeny (lásd később).

Az eddigiekben a tér egyetlen egy rögzített pontjában, az idő függvényében vizsgáltuk a nyomásváltozást, amit a térben terjedő hanghullám okoz. Most alkalmazzuk a fordított megközelítést és vizsgáljuk meg egy egy-frekvenciás (f) hanghullám terjedése során fellépő nyomásváltozást egy rögzített időpillanatban a tér különböző pontjaiban (mintha egy pillanatfelvételt készítenénk a hanghullámról). A legegyszerűbb (erősen idealizált) esetben, amikor a térben nincsenek akadályok (pl. tárgyak, amikről a hang visszaverődhet; lásd később), és a hang a vizsgált térrészhez képest egy távoli térrészből érkezik, a hangnyomás térbeli változásában egy speciális mintázatot figyelhetünk meg. Bármely térbeli ponthoz rendelhető egy kétdimenziós felület (amely a terjedő hullám jellegének megfelelően lehet sík-, gömb- vagy hengerfelület), amely a kiválasztott pontot tartalmazza és jellemző rá, hogy ezen a felületen található összes pontban a nyomás ugyanolyan fázisban változik (azaz minden pontban a nyomásnak egyszerre van pl. maximuma, minimuma vagy éppen nullátmenete). Ezt a felületet hullámfrontnak nevezzük. Egy tetszőleges hullámfrontra állított merőleges egyenes mentén gondolatban végighaladva újabb és újabb hullámfrontokat metszünk. Ezekre a hullámfrontokra természetesen az a jellemző, hogy egy hullámfronton belüli pontokban a nyomásváltozás fázisa állandó. Viszont ahogy előrehaladunk a képzeletbeli egyenesen, a fázis értéke a referenciapontra (valamint a referenciaponton átmenő hullámfrontra) érvényes fázishoz képest csökken. Ez a csökkenés addig folytatódik, amíg a csökkenés mértéke 2π nem lesz; ekkor ebben a második hullámfrontban valójában a hangnyomás ugyanolyan fázisban változik, mint az első hullámfrontban. A két hullámfront távolságát (azaz a két hullámfrontot összekötő, azokra merőleges egyenes hosszát) hullámhossznak hívjuk, és λ szimbólummal jelöljük. A hullám f frekvenciája (azaz egy rögzített térbeli pontban egységnyi idő alatt fellépő teljes nyomásváltozási periódusok száma) és a λ hullámhossz (azaz egy rögzített időpillanatban a térbeli ismétlődések távolsága) között szoros összefüggés áll fent az alábbiak szerint:

56. képlet. $\lambda f = c,$

ahol: c a hangsebesség (mértékegysége m/s), amely megadja, hogy egy akusztikus zavar milyen gyorsan terjed a térben. A hangsebesség értéke 20 °C-os levegőben kb. 343 m/s. A hallható tartományban a hangsebesség független a hang frekvenciájától, függ a levegő hőmérsékletétől, de lényegében nem függ a páratartalomtól és a légnyomástól.

A levegőben terjedő hang ún. longitudinális hullám, ami azt jelenti, hogy a terjedés során fellépő elmozdulások a terjedés irányába mutatnak. Szilárd anyagokban történő hangterjedés során fellépnek ún. transzverzális hullámok, ahol az elmozdulás a terjedés irányára merőleges. A transzverzális hullámot úgy lehet elképzelni, mintha egy kifeszített rugalmas kötélre felülről ráütünk és az ütés hatására létrejövő zavar a kötél hosszának irányában terjed, miközben az elmozdulás a terjedésre merőleges.

1.2.2 Decibel fogalma

1.2.2.1 Bevezetés

A gyakorlati élet zajeseményeiben a létrejövő és a levegőben terjedő hanghullámban az 55. képlet szerint definiált p_{eff} értéke az emberi füllel még éppen hallható 2×10^{-5} Pa-tól az ember számára fizikai fájdalmat jelentő 100 Pa-ig terjed. Az emberi hallás bámulatos tulajdonsága, hogy ebben a közel 7 nagyságrendet átölelő nyomástartományban képes érzékelni és feldolgozni a zajeseményeket. Továbbá, mivel a zajeseményekben a p_{eff} értéke minden esetben nagyságrendekkel múlja alul a légkör statikus nyomás ($p_0 \approx 10^5$ Pa) értékét, ebből következően az akusztikus jelenségek nagy pontossággal leírhatók a lineáris akusztikus hullámegyenletek segítségével. (Az akusztikus jelenségek lineáris tartományában érvényesül a szuperpozíció elve, azaz a hanghullámok terjedésük során nem zavarják meg egymást, illetve egy bonyolult hullám alak felbontható egyszerűbb hullámok eredőjére.) Ugyanakkor részben az egyszerűbb matematikai kezelhetőség miatt, részben amiatt, hogy hallásunkat közelítőleg (fontos hangsúlyozni, hogy csak közelítőleg!) jól modellezi, célszerű a hangjelenségek leírása során alkalmazni a decibel skálát a következőkben leírtak szerint.

1.2.2.2 Hangnyomásszint

Egy adott p_{eff} effektív hangnyomáshoz definiálhatjuk a hangnyomásszintet (vagy hangszintet), amit L_p szimbólummal jelölünk. A hangnyomásszint használatakor a hangnyomást egy referencia hangnyomással hasonlítjuk össze az alábbiak szerint:

$$57. \text{ képlet. } L_p = 10 \log_{10} \frac{p_{eff}^2}{p_{ref}^2} = 20 \log \frac{p_{eff}}{p_{ref}}, \text{ ahol } p_{ref} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa.}$$

A hangnyomásszint mértékegysége a decibel (jelölése dB). A referencia hangnyomás értékét másként $20 \mu\text{Pa}$ -ként is jelölhetjük ($1 \mu\text{Pa}$ /ejtsd: mikropaszka/ megfelel a Pa milliomod részének: $1 \mu\text{Pa} = 10^{-6}$ Pa). Fontos hangsúlyozni, hogy a szintek alkalmazására csak kényelmi szempontok miatt van szükség, valójában a hangnyomáshoz képest a hangnyomásszint fizikai értelemben nem hordoz többlet információt. A hangnyomásszinteket gyakran hangszinteknek is szoktuk hívni. Azokat az akusztikus mérőműszereket, melyek az akusztikus eseményeket szintekben mérik, hangszintmérőknek nevezzük. A legegyszerűbb hangszintmérő működését úgy lehet elképzelni, hogy egy meghatározott ideig méri a hangnyomást, erre az időre kiszámolja a hangnyomás effektív értéket, majd az 57. képlet segítségével hangnyomásszintet számol.

A 3. táblázat alapján látható, hogy az emberi hallás tartománya nagyjából a 0-120 dB hangnyomásszint tartományt fedi le.

3. táblázat Néhány zajesemény, a rá jellemző hangnyomás és hangnyomásszint és hangosságának szubjektív minősítésére

Zajesemény	Hangnyomás [Pa]	Hangnyomásszint [dB]	Szubjektív minősítés
Repülőgép motor (50 m)	20	120	Fájdalomküszöb
Építkezés		110	Elviselhetetlen
Kiabálás (1,5 m)	2	100	
Kamion (15 m)		90	Nagyon hangos
Városi utca	0,2	80	
Gépjármű utastere		70	Hangos
Beszélgetés	2×10^{-2}	60	
Iroda, osztályterem		50	Átlagos
Nappali szoba	2×10^{-3}	40	
Hálószoba (éjjel)		30	Csendes
Rádióstúdió	2×10^{-4}	20	
Hulló falevelek		10	Épphogy hallható
	2×10^{-5}	0	

Értelemszerűen a referencia hangnyomás 0 dB hangnyomásszintnek felel meg, míg 1 Pa nyomáshoz tartozó hangnyomásszint kb. 94 dB. A referenciaszint (0 dB) megfelel egy fiatal (jó hallással rendelkező) ember által még éppen meghallott 1 kHz (azaz 1000 Hz) frekvenciájú hang effektív értékének.

Fontos hangsúlyozni, hogy decibel skálát akkor is lehet alkalmazni, amikor két hangot egymáshoz hasonlítunk. Ilyen esetben szokás relatív hangnyomásszintről beszélni, szemben az 57. képlettel bevezetett „abszolút” hangnyomásszinttel. Meg kell azonban jegyezni, hogy az „abszolút” kifejezés némiképpen félrevezető, hiszen ilyen esetekben is a hangnyomásszint egy összehasonlítást jelent, csak éppen a referencia hangnyomáshoz képest végezzük az összehasonlítást. Visszatérve a relatív hangnyomásszintekhez, ha a hangnyomást megduplázzuk, vagy megtízszerezzük, akkor az új hangnyomásszint 6, illetve 20 dB-lel lesz nagyobb, a réginél. Értelemszerűen, a hangnyomás megfelelésekor 6 dB, egy nagyságrenddel történő csökkentésekor 20 dB hangnyomásszint-csökkenés lép fel. Százszoros, illetve ezerszeres hangnyomás-növekedés 40 illetve 60 dB-es hangnyomásszint-növekedésnek felel meg.

Az emberi hallás jellemzője, hogy két hangforrás hangosságát csak akkor érzékeljük jelentős mértékben különbözőnek, ha a hangszintek közötti különbség eléri a 10 dB értéket. Egy 6 dB értékű hangnyomásszint különbség esetén még annak ellenére sem érzünk jelentős hangosságkülönbséget, hogy a fentiek szerint ez a hangnyomásban egy kettes faktor különbséget jelent. Egy 1 dB hangszint különbséget éppen csak megkülönböztethetőnek érzékelünk.

A következőkben nézzünk néhány példát, amelyek segítségével az akusztikus jelenségekhez tartozó különböző mennyiségek nagyságrendje érzékelhető. Tanulságos kiszámítani, hogy mekkora nagyságú erő hat a dobhártyára (melynek átmérője 7 mm), amikor egy olyan erős hanghatás éri, ami már fájdalmat okoz ($L_p=120$ dB). Az eredmény mindössze kb. 10^{-3} N. Egy másik érdekes probléma annak megbecsülése, hogy járás közben mekkora nyomásváltozásnak van fülünk kitéve. A lábunk és a lépésünk hossza kb. 60-60 cm, ebből a

Phytagorasz-tétel segítségével kiszámítható, hogy fülünk legmagasabb, és legalacsonyabb pozíciója között kb. 8 cm magasságkülönbség lép fel. A barometrikus magasságképlet alapján a két pont közötti nyomáskülönbség 0,12 Pa. Az 57. képlet szerint ez megfelel kb. 75 dB hangnyomásszintnek, ami, ha hallható lenne egy meglehetősen hangos hangnak számítana. Azonban ennek a hangnak a frekvenciája (1 Hz alatt) jóval alacsonyabb az ember által hallott legalacsonyabb frekvenciánál (kb. 16 Hz), ezért egyáltalán nem érzékeljük. Végül, azt is kiszámolhatjuk, hogy egy 1000 Hz frekvenciájú, a hallásküszöbvel megegyező hang mekkora amplitúdójú rezgést hoz létre a dobhártyán. Ez mindössze 10^{-11} m (10 pm)!

Gyakran lehet szükségünk az 57. képlet fordítottjának az alkalmazására, melynek segítségével a hangnyomásszintből számoljuk vissza a hangnyomás értékét az alábbiak szerint:

$$58. \text{ képlet. } p_{eff} = p_{ref} 10^{\frac{L_p}{20}}.$$

A hangnyomáson kívül egyéb akusztikus mennyiségekre is gyakran alkalmazzák a decibel skálát a következőkben leírtak szerint.

1.2.2.3 Hangteljesítmény és hangteljesítmény-szint

Egy akusztikus forrás hangteljesítménye a forrás által a térbe, az összes lehetséges irányába egységnyi idő alatt kisugárzott hang energiája. A hangteljesítményszint jele L_w és a hangteljesítményből (W) az alábbiak szerint számolható:

$$59. \text{ képlet. } L_w = 10 \log_{10} \frac{W}{W_{ref}} \text{ dB} \quad W_{ref} = 10^{-12} \text{ W} = 1 \text{ pW}.$$

Azért, hogy különbséget lehessen tenni a hangnyomásszint és a hangteljesítményszint között, ez utóbbi mértékegységének gyakran a bel-t (B) alkalmazzák az alábbiak szerint: 1B=10 dB. A 4. táblázat néhány példa látható a különböző zajforrások által kibocsátott hangban fellépő hangteljesítményekre, ill. hangteljesítmény-szintekre.

4. táblázat Különböző hangforrások által kibocsátott hang jellemző teljesítménye és teljesítményszintje

Hangforrás	Hangteljesítmény [W]	L_w [dB]
Sugárhajtómű	10 000	160
Láncfűrész	1	120
Kiabálás	10^{-3}	90
Hangos beszéd	2×10^{-4}	83
Normál beszéd	10^{-5}	70
Suttogás	10^{-9}	30

A **4. táblázat** alapján jól látható, hogy a hangkeltés hatásfoka a legtöbb esetben meglehetősen alacsony. Például a láncfűrész esetében az általa felvett kW nagyságrendű elektromos teljesítménynek csupán töredéke konvertálódik akusztikus energiává. Természetesen a hangteljesítményszintből a hangteljesítmény az **58. képletben** megadotthoz hasonló módon kiszámítható. Továbbá fontos megjegyezni, hogy – a hangnyomásszinthez hasonlóan – a hangteljesítményszint is lehet negatív; ez a gyakorlatban meglehetősen ritkán előforduló eset annak felel meg, hogy a hangteljesítmény kisebb, mint a referenciateljesítmény (10^{-12} W).

1.2.2.4 Hangintenzitás szint

A hangintenzitás az egységnyi felületen egységnyi idő alatt áthaladó hangenergia. Fontos megjegyezni, hogy az intenzitás vektoriális mennyiség, a meghatározásához meg kell adni a felület térbeli elhelyezkedését (amit legegyszerűbben a felület normálisa irányának megadásával tehetünk meg). A hangintenzitás szintjét az alábbi képlet definiálja:

$$\mathbf{60. képlet.} \quad L_I = 10 \log_{10} \frac{I}{I_{ref}} \text{ dB} \quad I_{ref} = 10^{-12} \frac{W}{m^2}.$$

Példaképpen: ha az intenzitás $0,0002 \text{ W/m}^2$ akkor az intenzitásszint: $L_I=83 \text{ dB}$.

Ha egy hangforrás teljesítménye változik, akkor magától érthetően a forrás teljesítményszintje és (a tér bármely pontjában) az intenzitásszint egyformán változnak. Továbbá, mivel az intenzitás arányos a nyomás négyzetével, ezért a hangnyomásszint is a teljesítmény-, illetve intenzitásszinttel változik. Végül, mivel a referencia hangintenzitás (10^{-12} W/m^2) jó közelítéssel megfelel egy, az 1000 Hz frekvencián még éppen hallható szinuszos hang intenzitásának, melynek nyomása a korábbiak szerint jó közelítéssel megegyezik a referencia hangnyomással; így összességében felírható, hogy:

$$\mathbf{61. képlet.} \quad L_p \approx L_I.$$

1.2.2.5 Részecskesebesség és a részecskesebesség-szint

Mielőtt a részecskesebességről részletesen beszélünk, célszerű elsőként a részecske fogalmát tisztázni a jelen szöveggörnyezetben. Az akusztikában egy részecskén nem a levegő egy molekuláját értjük (nincs az a szuper-számítógép, amely képes lenne a levegő molekuláinak mozgását külön-külön kiszámolni a hang terjedése során), hanem egy olyan térrészt, amely egyrésztől nagyszámú levegőmolekulát tartalmaz, mérete azonban jóval kisebb, mint a hanghullám karakterisztikus mérete. Egy ilyen, ún. makroszkopikus méretű részecske a hang terjedése során elmozdul (majd miután a hang áthaladt a vizsgált térrészen, visszaáll eredeti állapotába, elfoglalja eredeti helyét, azaz a hangterjedés során anyagáramlás nem lép fel, csak energia áramlik). Az elmozdulás időbeli deriváltját nevezzük részecskesebességnek. Ebből a részecskesebességből (u) a részecskesebesség-szintet (L_u) az alábbi összefüggés segítségével lehet meghatározni:

$$62. \text{ képlet. } L_v = 10 \log_{10} \frac{u_{eff}^2}{u_{ref}^2} = 20 \log \frac{u_{eff}}{u_{ref}} \quad \text{ahol} \quad u_{ref} = 1 \frac{nm}{sec}.$$

Megjegyzendő, hogy referencia részecskesebességként az 50 nm/s értéket is szokták alkalmazni. Akármelyik részecskesebességet alkalmazzuk, mint referenciát, jól érzékelhető, hogy a hanghullám terjedés során a létrejövő elmozdulások meglehetősen kismértékűek.

A hang intenzitását a következő képlet adja meg:

$$63. \text{ képlet. } I = pu ,$$

azaz az intenzitás a nyomás és a részecskesebesség szorzata. Az intenzitásból az intenzitásszintet a 60. képlet segítségével lehet számolni. A 63. képlet alkalmazásakor kellő körültekintéssel kell eljárni, mivel a nyomás és a részecskesebesség között fáziskülönbség lehet, ami miatt nem biztos, hogy a képletbe egyszerűen a fenti mennyiségek effektív értéke írható. Például, előfordulhat, hogy a nyomás és a részecskesebesség között 90 fáziseltérés van, ilyenkor az intenzitás 0, holott sem a p , sem az u nem nulla.

A részecskesebesség és az elmozdulás (x) kapcsolata egyfrekvenciás hanghullámok esetén az alábbi képlettel adható meg:

$$64. \text{ képlet. } u = 2\pi f x .$$

Megjegyzendő, hogy a részecskesebesség és az elmozdulás között egy egy-frekvenciás hanghullámban 90° fáziskülönbség van, azaz pl. az elmozdulás 0, amikor a sebesség maximális.

1.2.2.6 Akusztikus impedancia

A hangnyomás (p) és a részecskesebesség (u) nem függetlenek egymástól. A gyorsan mozgó részecske a terjedés irányába mozdul el (hiszen a hang longitudinális rezgés, mint ahogy azt már korábban tárgyaltuk), és összenyomja az útjában található következő részecskét (azaz a szomszédos légoszlopot). Minél gyorsabban mozgatunk egy részecskét, a környezetével való kölcsönhatás eredményeként annál nagyobb nyomás fog fellépni. A két mennyiség arányát akusztikus impedanciának nevezzük:

$$65. \text{ képlet. } Z = \frac{p}{u} .$$

Síkhullám esetében az akusztikus impedancia a levegő sűrűségének és a hang sebességének szorzata ($Z=\rho c$). Ilyen esetben a nyomás és a részecskesebesség fázisban vannak, azaz pl. amikor a nyomásnak maximuma van, a részecskesebességnek is maximuma van. Bonyolultabb esetekben (pl. egy hangforrás közelében) az akusztikus impedancia értéke jelentősen eltérhet a ρc értéktől, sőt az akusztikus impedancia akár komplex is lehet, ami azt fejezi ki, hogy a nyomás és a részecskesebesség között fáziseltérés van. A ρc szorzat értéke

normál atmoszférikus nyomáson és 20°C hőmérsékleten $413 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$. Egy 60 dB hangnyomásszintű zajeseményhez tartozó részecskesebesség a 65. képlet szerint 0,05 mm/s ($50 \text{ } \mu\text{m/s}$). A 64. képlet szerint egy 1000 Hz frekvenciájú 60 dB hangnyomásszintű hanghullám esetén a részecskeelmozdulás 8 nm ($8 \times 10^{-9} \text{ m}$).

Síkhullámok esetén a nyomás és a részecskesebesség azonos fázisban változnak, ilyenkor az intenzitásra felírható az alábbi összefüggés:

$$66. \text{ képlet. } I = \frac{p_{eff}^2}{\rho c}.$$

1.2.3 Műveletek szintekkel

1.2.3.1 Szintek kombinálása

Ha két vagy több különböző hangforrásból származó hangot egyszerre detektálunk, akkor az eredő hangnyomásszint a két forrás külön-külön történő méréséből meghatározható. Azonban alapvető fontosságú az a tény, hogy az eredő hangnyomásszint NEM (!!!) a szintek összege lesz. Az eredő kiszámításához a következő képletet kell alkalmazni:

$$67. \text{ képlet. } L_{eredő} = 10 \log \left(10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}} + 10^{\frac{L_3}{10}} + \dots \right).$$

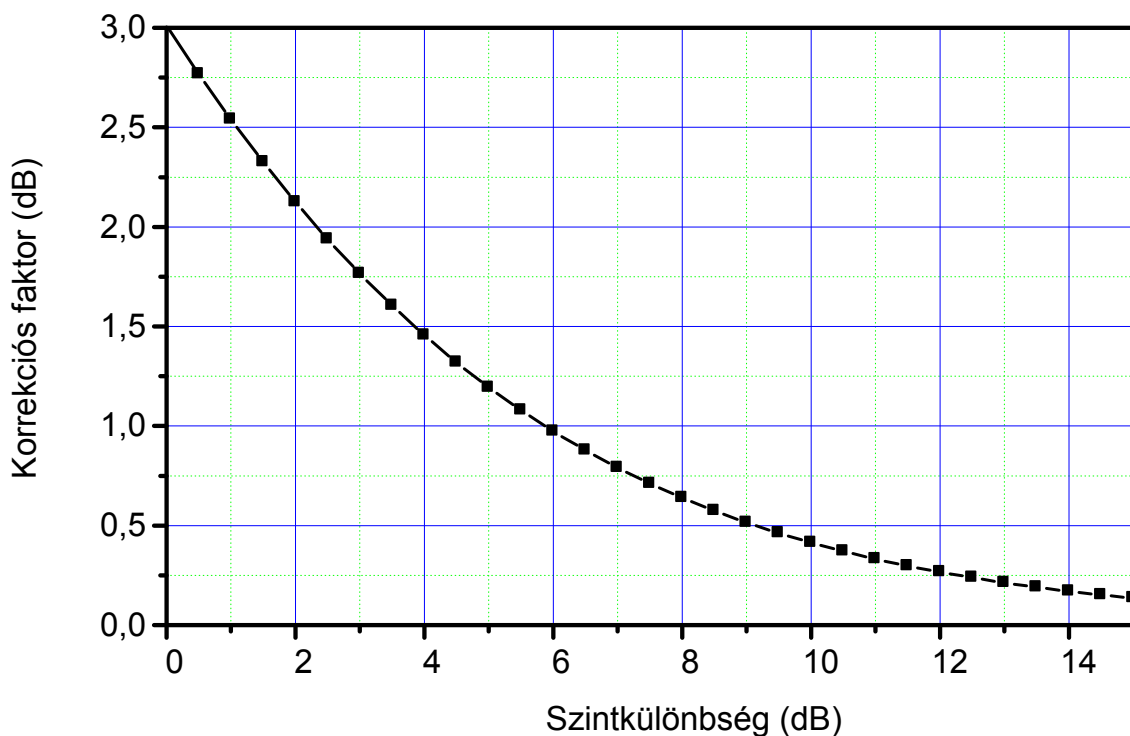
A 67. képlet nemcsak nyomásszintek, hanem mindenfajta (teljesítmény, intenzitás stb.) szint összegzésére igaz! Ugyanakkor fontos hangsúlyozni, hogy a szintek összegzése képlet csak egymástól független hangforrások esetén alkalmazható, és érvényét veszti, ha a források interferencia-képesek. Interferencia esetén (pl. ha egyetlen forrásból származik a hang és egy felületen reflexió történik) az eredő szint függ a detektálás helyén az aktuális fázisviszonyoktól és az eredő szint akár 6 dB értékkel is magasabb lehet az összetevők szintjénél.

A 67. képlet többek között a következő esetekben alkalmazható:

- két vagy több független hangforrás által keltett hang eredő hangnyomásszintjének kiszámítása;
- hangforrás és háttérzaj eredő hangnyomásszintjének kiszámítása;
- a teljes hangnyomásszint kiszámolása az oktáv sáv szintekből;
- az A-súlyozott hangnyomás szint kiszámítása az oktáv sáv szintekből;
- kombinált hangteljesítmény szint kiszámítása kettő vagy több független hangforrás hatására;
- kiszámolni a teljes hangteljesítmény szintet oktáv sáv hangteljesítmény szintekből stb.

1.2.3.2 Két független hangforrás eredő szintjének számolása

A 67. képlet grafikus ábrázolása két hangforrás esetén a 33. ábra látható. A grafikon segítségével egyszerűen meghatározható, hogy mekkora értékkel nő meg az eredő hangnyomásszint, ha két hangforrás egyszerre hat. A vízszintes tengelyen a két forrás közötti hangszintkülönbséget, míg a függőleges azt az értéket ábrázoltuk, amit a magasabb hangszinttel rendelkező forrás hangszintjéhez hozzá kell adni, hogy megkapjuk az eredő hangszintet. A 0 dB szintkülönbséghez tartozó 3 dB az előzőek szerint megfelel a két egyenlő hangnyomásszint eredményeként fellépő hangszint-növekedésnek. Ennek megfelelően például kettő darab, egyenként 60-60 dB hangnyomásszintet keltő hangforrás egyszerre 63 dB hangnyomásszintet kelt.



33. ábra Két hangforrás egyidejű hatása esetén az eredő hangnyomásszint számolása

1.2.3.3 Szintek különbségének kiszámítása

A szintek kombinálására vonatkozó képlet módosítására van szükség, ha pl. egy hangforrást jelentős háttérzaj jelenléte mellett tudunk csak megmérni. Ilyen esetekben, miután megmértük a háttérzaj szintjét ($L_{\text{háttér}}$), illetve a forrás és háttér együttes zajszintjét ($L_{\text{összes}}$), a két mérés alapján az alábbi képlet segítségével határozható meg a forrás hangnyomásszintje:

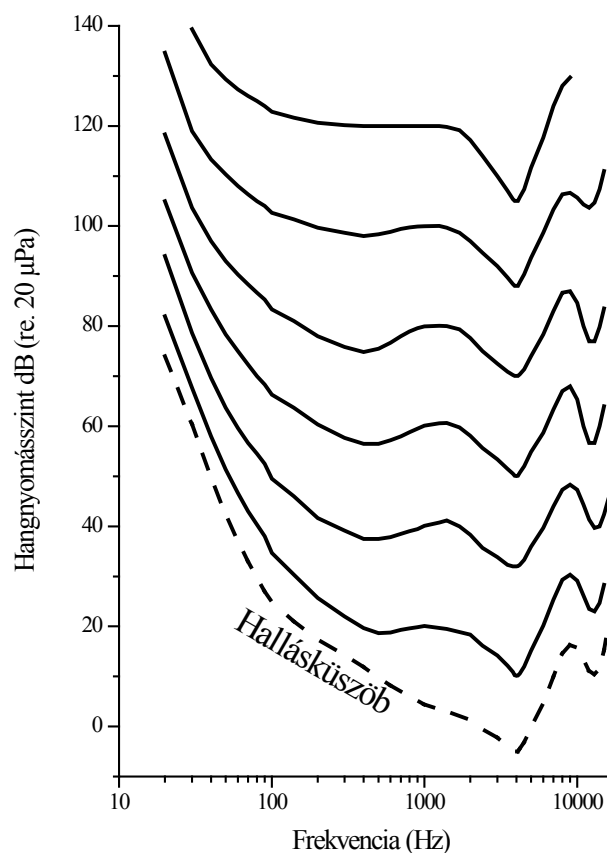
$$68. \text{ képlet. } L_{\text{forrás}} = 10 \log_{10} \left(10^{\frac{L_{\text{összes}}}{10}} - 10^{\frac{L_{\text{háttér}}}{10}} \right).$$

A képlet nem alkalmazható, ha az együttes hangszint kevesebb, mint 3 dB-lel nagyobb, mint a háttér zaj szintje. Ilyen esetekben megbízható méréseket csak a háttérzaj csökkentése után lehetséges végezni. Amennyiben a háttérzaj több mint 10 dB-lel kisebb, mint az együttes zaj, akkor nincs szükség a képlet alkalmazására, a mért $L_{összes}$ érték gyakorlatilag megegyezik a forrás hangszintjével.

1.2.4 Súlyozott hangnyomásszintek

1.2.4.1 Egyenlő hangosság görbék

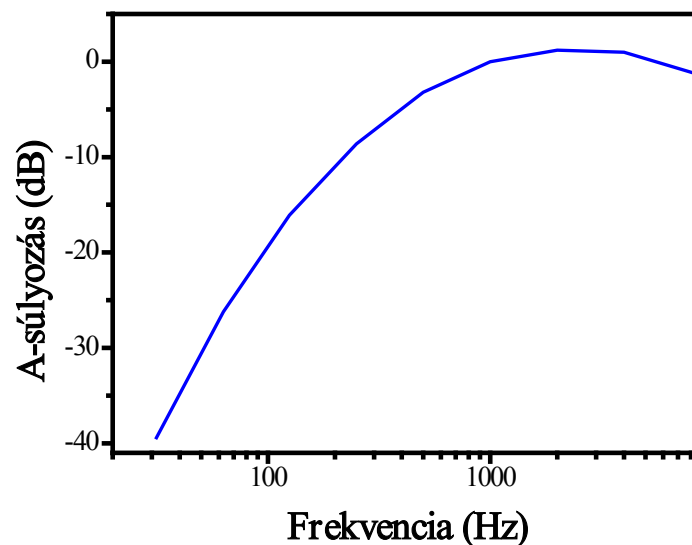
Az gondolhatnánk, hogy két hang közül az ember azt érzékeli hangosabbnak, amelyikre L_p (azaz a hangnyomásszint) értéke nagyobb. Ez azonban sokszor nincs így, aminek oka, hogy az emberi fül a különböző frekvenciákon nem egyformán érzékeny. Például egy 1000 Hz frekvenciájú 40 dB hangnyomásszintű hangot ugyanolyan hangosnak érzékelünk, mint egy 100 Hz frekvenciájú 50 dB hangnyomásszintű hangot. Elsőként *Fletcher és Munson* (1933) végzett kísérleteket, melyek eredményeként meghatározták az ún. egyenlő hangosság görbéket. A **34. ábra** látható, a Nemzetközi Szabványügyi Hivatal (ISO) által javasolt görbék nagymértékben hasonlítanak a *Fletcher és Munson* által meghatározott görbékre. Az ábrán jól látható az emberi fül érzéketlensége alacsony frekvencián (különösen az alacsony és közepes hangnyomásszintek esetén). A hallás érzékenysége 3500-4000 Hz között a maximális, ami megfelel az emberi fül hallójáratban kialakuló akusztikus rezonanciának.



34. ábra Egyenlő hangosság görbék

1.2.4.2 Hangnyomásszintek súlyozása

A fentiek alapján szükséges egy olyan mérési módszer kidolgozása a zajesemények minősítésére, amely az emberi fül érzékenységének frekvenciafüggését figyelembe veszi. A legtöbb hangszintmérő tartalmaz olyan egységet, melynek segítségével nem a hangnyomásszintet, hanem annak egy olyan korrigált változatát (az ún. súlyozott hangszintet) mérjük, amely figyelembe veszi az emberi fül frekvenciafüggő érzékenységét. A leggyakrabban használt korrekció az ún. A-súlyozás. Az A-súlyozás gyakorlati megvalósítása úgy történik, hogy az akusztikus mérőműszerekbe beépítenek egy olyan szűrőt, amelynek a frekvenciamenete a **35. ábra** látható. Ha az akusztikus mérőműszerrel pl. egy olyan hangot mérünk, amelynek frekvenciája 125 Hz, akkor a szűrő ennek a hangnak a hangnyomásszintjét 16,1 dB értékkel csökkenti. Ha a hang több-frekvenciás, akkor értelemszerűen a szűrő a különböző frekvenciákon a hangszinteket különböző mértékben csökkenti. Az A-súlyozás alkalmazásával szűrt hang effektív értékét p_A szimbólummal jelöljük és A-hangnyomásnak hívjuk. Összevetve a **34. ábra** látható, hogy az A-súlyozás durva közelítéssel egy „feje tetejére állított” egyenlő hangosság görbe, azaz az 1 kHz környéki frekvenciákon nem változtatja meg a hangnyomásszintet, míg alacsony frekvenciákra egyre nagyobb mértékben szűri (elnyomja) az emberi fül számára kevésbé érzékelhető komponenseket.



35. ábra Az A- súlyozás frekvenciamenete

Az A-szűrővel ellátott mérőműszerrel mért p_A hangnyomásból az A-hangnyomásszint megadásához a következő képletet kell alkalmazni:

69. képlet.
$$L_{pA} = 10 \log_{10} \frac{p_A^2}{p_{ref}^2}$$

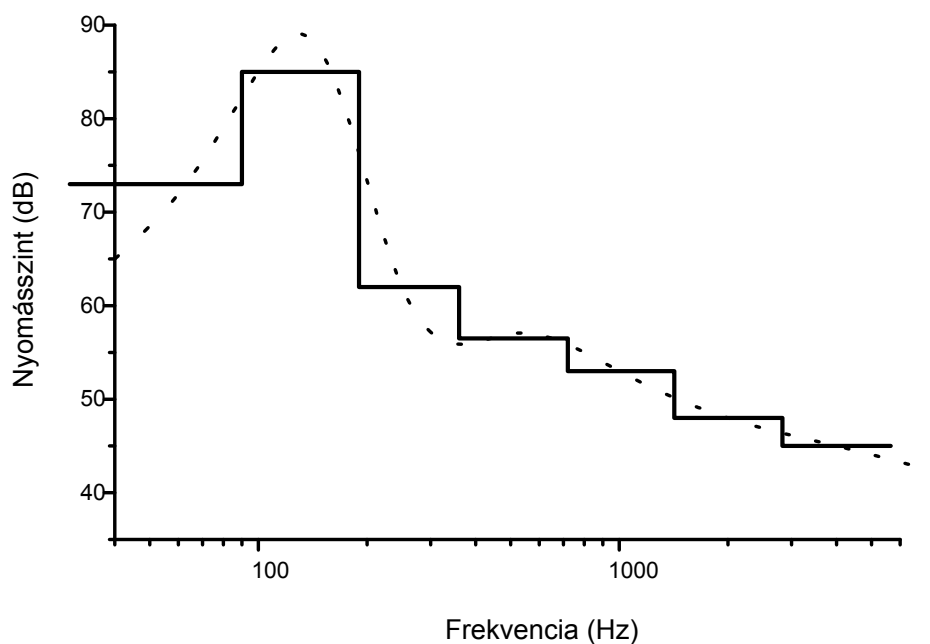
Fontos hangsúlyozni, hogy a **69. képlettel** számolt A-hangnyomásszint és az **57. képlettel** számolt (súlyozatlan) hangnyomásszint számértékben egymástól nagymértékben eltérhetnek, különösen, ha a mért zajesemény jelentős alacsonyfrekvenciás (jellemzően 100

Hz alatti) komponensekkel rendelkeznek, melyeket az A-súlyozás gyakorlatilag teljesen levág. Az A-súlyozáson kívül egyéb súlyozásokat is szoktunk alkalmazni (B és C súlyozás). A C-súlyozást elsősorban hangos zajesemények esetében alkalmazzuk (pl. repülőterek által okozott zajterhelés leírására). A C súlyozás frekvenciamenete különbözik az A-súlyozásétól, ami kifejezi azt, a **34. ábra** is látható tény, hogy az egyenlő hangosság görbék frekvenciamenete megváltozik magasabb hangnyomásszintek esetén.

1.2.4.3 Oktáv sáv szintek

Elméletileg egy akusztikus zajesemény teljes leírásához minden (az emberi fül által hallható) frekvencián ismerni kell az adott frekvenciához tartozó hangnyomásszintet. A gyakorlati életben, a legtöbb esetben azonban ilyen részletes ismeretére a zajnak nincs szükség, mivel egymáshoz közeli frekvenciákon a legtöbb esetben nincs jelentős változás a hangnyomásszintekben. Legtöbbször elegendő egy szélesebb frekvenciatartományra vonatkozóan az átlagos hangszint ismerete. A gyakorlatban általában oktáv sávokra vonatkozóan adjuk meg a hangszintet. Az oktáv sávok közép frekvenciái a következők: 31,5 Hz, 63 Hz, 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz, 4000 Hz, 8000 Hz. A sávhatárokat (f_a az oktáv sáv alsó határfrekvenciája, f_b az oktáv sáv felső határfrekvenciája) igaz a következő képlet: $f_k = \sqrt{f_a f_b}$. Pl. $f_k=1000$ Hz, $f_a=707$ Hz, $f_b=1414$ Hz. Amennyiben nagyobb frekvenciafelbontásra van szükség (mert pl. a vizsgált zaj éles rezonanciákat tartalmaz) akkor kerülhet sor az egyharmad-oktáv sávok (más néven tercsávok) alkalmazására.

A **36. ábra** egy hipotetikus (elképzelt) zajforrás hangszíneképe (szaggatott vonal), illetve a hangszíneképre számolt oktáv-sáv-szintek (folytonos vonal) látható. Egy oktáv sávon belül a szintet a szintek összegzésére vonatkozó képlet segítségével lehet kiszámolni.



36. ábra Egy hipotetikus (elképzelt) zajforrás hangszíneképe (szaggatott vonal), ill. a hangszíneképre számolt oktáv-sáv-szintek (folytonos vonal)

Az A-súlyok értékeit az oktáv sávokra az 5. táblázattartalmazza.

5. táblázat Az A-súlyok értékei a különböző oktávsvávokra

Frekvencia [Hz]	A-súlyozás [dB]
31,5	-39,4
63	-26,2
125	-16,1
250	-8,6
500	-3,2
1000	0,0
2000	+1,2
4000	+1,0
8000	-1,1

Az oktáv sáv szintekből az A-hangnyomásszintet (L_{pA}) két lépésben lehet kiszámolni. Elsőként minden oktáv sávra vonatkozóan az adott oktáv sávban mért hangnyomásszintet korrigáljuk az A-súlyokkal (azaz pl. a 31,5 Hz központi frekvenciájú oktávsvávban mért hangszintből levonunk 39,4 dB-t), majd az így kapott korrigált hangszinteket összegezzük az 57. képlet alkalmazásával.

1.2.5 Egyenértékű hangnyomásszint

Egy adott időszakon belül különböző zajesemények fordulhatnak elő, illetve egy folytonosan működő zajforrás által kibocsátott hangteljesítmény is ingadozhat az időben. Az ilyen zajok egyetlen mérőszámmal történő jellemzésére vezették be (lásd [MSZ ISO 1996-1 magyar szabvány: „Akusztika. A környezeti zaj leírása és mérése.”](#)) az ún. egyenértékű hangnyomásszintet, ami a zaj erősségén túl az expozíciós időt is figyelembe veszi:

$$70. \text{ képlet. } L_{Aeq,T} = 10 \log_{10} \left\{ \frac{\frac{1}{T} \int_0^T p_A^2(t) dt}{p_0^2} \right\},$$

ahol: T az az időszak, amelyre vonatkozóan az egyenértékű hangnyomásszintet számoljuk.

1.2.5.1 Állandó zaj egyenértékű hangnyomásszintje

A zaj mérésére szolgáló műszeren be kell kapcsolni az A-frekvenciasúlyozást és a lassú időátlagolást. A zaj akkor tekinthető állandónak, ha a mérés során a mérőműszer mutatójának ingadozása nem haladja meg az 5 dB értéket. Ilyenkor a mérőműszerről leolvasott A-hangnyomásszint egyenlő az egyenértékű hangnyomásszinttel.

1.2.5.2 Szakaszosan állandó zaj egyenértékű hangnyomásszintje

Ha a zaj több, tisztán elválasztható, állandó hangnyomásszintű szakaszból áll, és e szakaszok időbeli hossza pontosan meghatározható, akkor az alábbi képlet segítségével lehetséges az egyenértékű hangnyomásszint meghatározása:

$$71. \text{ képlet. } L_{Aeq,T} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{T} \sum T_i 10^{0.1L_{pAi}} \right),$$

ahol: $T = \sum T_i$ a teljes mérési időtartam, L_{pAi} a T_i időtartam alatt jellemző hangnyomásszint.

1.2.5.3 Egyes zajeseményekből álló zaj egyenértékű hangnyomásszintje

Egyszeri, rövid ideig tartó zajesemények leírására bevezetjük a zajesemény szint fogalmát a következő képlet szerint:

$$72. \text{ képlet. } L_{AE} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{t_0} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right),$$

ahol: t_1 és t_2 jelöli annak az időtartománynak az elejét és végét, amely már elé hosszú ahhoz, hogy tartalmazza a zajeseményt, $t_0=1$ s.

Az egyenértékű hangnyomásszint és az egyszeri zajesemény zajesemény szintje közötti összefüggés:

$$73. \text{ képlet. } L_{Aeq,T} = L_{AE} - 10 \log_{10} \left(\frac{T}{t_0} \right).$$

Amennyiben a T idő alatt többször (n alkalommal) is előfordul ugyanaz a zajesemény, akkor a 73. képlet a következőképpen módosul:

$$74. \text{ képlet. } L_{Aeq,T} = L_{AE} + 10 \log_{10} n - 10 \log_{10} \left(\frac{T}{t_0} \right).$$

Végül, ha az egyes zajeseményekhez tartozó zajesemény szintek különbözőek, akkor az alábbi általános összefüggést lehet alkalmazni:

$$75. \text{ képlet. } L_{Aeq,T} = 10 \log_{10} \left(\frac{t_0}{T} \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{AEi}} \right).$$

1.2.5.4 Egyenértékű hangnyomásszint meghatározása általános esetben

Változó zaj mérésére A-frekvenciasúlyozással ellátott integráló-átlagoló hangnyomásszint-mérőt kell alkalmazni. Alternatívaként alkalmazható a mintavételezéses eljárás is, az alábbiak

szerint. Ha a mérést a t_1 és t_2 időpontok között végezzük, Δt gyakorisággal, akkor az összes mérési pont száma értelemszerűen:

$$76. \text{ képlet. } N = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t}.$$

Az egyenértékű A-hangnyomásszint pedig:

$$77. \text{ képlet. } L_{Aeq,T} = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{0.1 L_{pAi}} \right],$$

ahol: L_{pAi} az i -edik hangnyomásszint mintavételezett értéke.

1.2.5.5 Az egyenértékű hangnyomásszinten alapuló egyéb zajjellemzők

A magyar (és természetesen az ISO) szabvány használja a megítélési szint (L_{AM}) fogalmát, amelyet az egyenértékű hangnyomásszintből származtat olyan, itt nem részletezett, korrekciós faktorok segítségével, amelyek figyelembe veszik a zaj esetleges impulzusjellegét és esetleges keskeny sávú komponenseit is.

Végül szót kell ejteni a napi megítélési szintről, amelyet értelemszerűen 24 órára vonatkoztatunk, oly módon, hogy az esti átlagolt hangszintekhez 5 dB-t, és az éjszakai átlagolt hangszintekhez 10 dB-t hozzá kell adni.

1.3 Hangterjedés (Bozóki Zoltán)

Szegedi Tudományegyetem, Szeged

1.3.1 Hangterjedés szabad térben

A hangterjedés legegyszerűbb esetében a szabad térben, azaz távol minden akadálytól, egy pontszerű forrás minden irányban egyenletesen sugározza ki akusztikus energiáját. Egy ilyen ideális esetben a forrás gömbhullámot kelt, melyre jellemző, hogy a hullámfront, azaz az egyforma fázisban változó makroszkopikus részecskéket magában foglaló felület alakja gömb. Jelöljük a hangforrás által kibocsátott hangteljesítményt (azaz az egységnyi idő alatt kisugárzott akusztikus energiát) W szimbólummal. Ha csak a divergencia jelenségét vesszük figyelembe (azaz azt a jelenséget, hogy a forrástól távolodva a teljesítmény egyre nagyobb térrészbe oszlik el, akkor az intenzitásra (amely nem más, mint az egységnyi idő alatt egységnyi felületen áthaladó akusztikus energia) felírhatjuk, hogy:

$$78. \text{ képlet. } I = \frac{W}{S} = \frac{W}{4\pi r_0^2},$$

ahol: S a forrástól r_0 távolságban a gömbfelület felszíne. Látható, hogy az intenzitás a távolság négyzetével fordított arányos. A forrástól kellő távolságban már alkalmazható a 66. képlet, ami alapján:

$$79. \text{ képlet. } p_{eff} = \sqrt{\frac{W}{4\pi\rho c} \frac{1}{r_0}}.$$

A 79. képletet át lehet írni szintekre is, és a következő összefüggéshez juthatunk:

$$80. \text{ képlet. } L_p = L_w - 20 \log_{10} r_0 - 10,9 + C,$$

ahol: r a távolság a forrástól m-ben megadva. A C konstans értéke függ a légköri nyomástól és a hőmérséklettől, de legtöbbször elhanyagolható. A képlet alapján látható, hogy a hangnyomásszint 6 dB-t csökken a távolság megduplázódására. Fontos hangsúlyozni, hogy ez a képlet csak a divergenciát, azaz az akusztikus energia egyre nagyobb térrészbe történő kisugárzódását veszi figyelembe.

Amennyiben a hangforrás irányított, azaz bizonyos irányokban lényegesen több, más irányokban kevesebb energiát sugároz, az irányítottság leírására célszerű bevezetni az ún. irányítottsági tényezőt, amely a kiválasztott irányban mért intenzitás és az átlagos intenzitás hányadosa. A 78. képletben leírt intenzitás az alábbi képlet szerint irányfüggő lesz:

$$81. \text{ képlet. } I = \frac{WD}{4\pi r_0^2}.$$

Megjegyzendő, hogy a forrás irányított jellege függ a kibocsátott hang frekvenciájától; a magasabb frekvenciás hangok jellemzően jobban irányítottak. A 80. képlet alapján bevezethető egy divergencia okozta hanggyengülési tényező az alábbiak szerint:

$$82. \text{ képlet. } A_{div} = 20 \log_{10} r_0 + 10,9 .$$

Még mindig szabad térben vizsgálva a zajeseményeket, de a forrástól nagyobb távolságban, a divergencia okozta veszteségen kívül fellép az ún. levegő-csillapítás okozta veszteség, amit a következő hanggyengülési tényezővel lehet figyelembe venni:

$$83. \text{ képlet. } A_{levegő} = \frac{\alpha r_0}{1000} ,$$

ahol: α az ún. levegőcsillapítási tényező, mértékegysége (dB/km), r_0 (mint a korábbiakban) a forrás és detektálás közötti távolság m-ben. A levegő-csillapítás okozta veszteség abból származik, hogy a hanghullámra jellemző rendezett mozgás egy része, a makroszkopikus részecskék termikus kölcsönhatása és a fellépő sűrűlódás következtében, átalakul rendezetlen mozgássá, azaz a hangenergia egy része termikus energiává alakul, és ez veszteségként jelentkezik. A levegő-csillapítási együttható erősen függ a frekvenciától és a relatív páratartalomtól, és kevésbé a hőmérséklettől. Továbbá kis mértékben függ a nyomástól, azaz a földfelszín feletti magasságtól. A 6. táblázat megtalálható α értéke a különböző oktávsvivókra, a hőmérséklet és relatív páratartalom függvényében. Általában elmondható, a levegőcsillapítás okozta hanggyengülés rövid távolságokra elhanyagolható, kivéve magas frekvenciákon (tipikusan 5000 Hz fölött).

Az eddig ismertetett veszteségeken (divergencia és levegőcsillapítás okozta veszteség) kívül a földfelszín közelében további veszteségek léphetnek fel. Fontos hangsúlyozni, hogy a földfelszín bizonyos esetekben akár még erősítést is okozhat interferencia effektusok révén (ilyen esetekben az $A_{föld}$ értéke negatív szám lesz). A földfelszín hatása erősen függ a talaj minőségétől. Beton, ill. a gyarak környékén a döngölt földfelület által okozott „hanggyengülés” -3 dB (azaz erősödés lép fel), míg pl. a fűvel borított talaj esetében az erősen frekvenciafüggő hanggyengülés széles tartományban változhat.

Az épületek fala jó hangvisszaverő felületként viselkedik. Ennek megfelelően a „gyengülés” értéke -3 dB, azaz erősödés lép fel.

Jó közelítéssel igaz, hogy a különböző hanggyengülések additívak, azaz a teljes hanggyengülés felírható a következőképpen:

$$84. \text{ képlet. } A_{összes} = A_{div} + A_{levegő} + A_{egyéb} ,$$

ahol:

$$85. \text{ képlet. } A_{egyéb} = A_{föld} + A_{fal} + \dots$$

Az $A_{\text{összes}}$ segítségével összefüggés adható meg egy forrás által kibocsátott hangteljesítményszint (L_W) és a forrástól bizonyos távolságban mért hangnyomásszint (L_p) között:

86. képlet. $L_p = L_W - A_{\text{összes}}$.

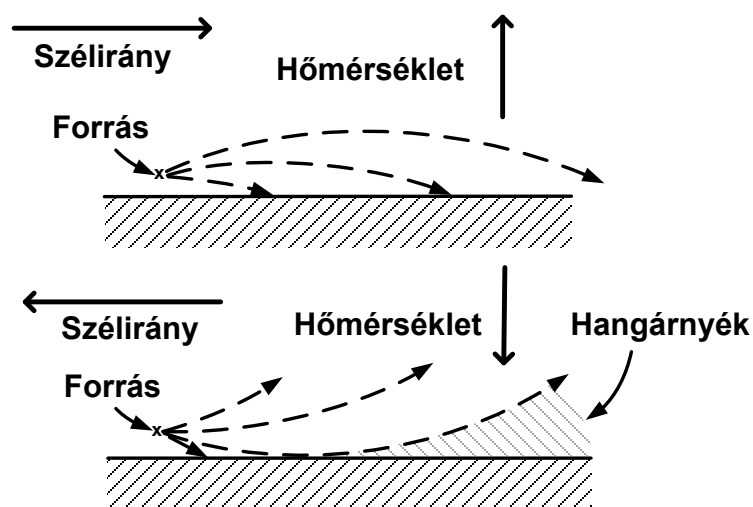
A 86. képlettel kapcsolatban fontos hangsúlyozni, hogy a hangteljesítményre átrendezett formájában általában nem alkalmazható, azaz a mért hangnyomásszintből általában nem számolható vissza a hangteljesítményszint, hiszen pl. a legtöbb hangforrás irányított, azaz a különböző irányokba más-más mértékben sugároz. Természetesen ez komoly probléma, hiszen sok esetben lenne arra szükség, hogy egy forrás által kibocsátott teljesítményszintet a forrástól távolabb elvégzett mérésekből rekonstruáljunk. Továbbá, mivel az akusztikus veszteségek sok esetben frekvenciafüggők, a 86. képletet oktáv sávok szerint kell számolni, és a végén alkalmazni a sávok összegzésére vonatkozó 57. képletet.

6. táblázat A levegő-csillapítási tényező (α) értéke különböző hőmérsékleteken és nyomásokon oktáv sávok szerint dB/km egységekben

Hőmérséklet	Relatív páratartalom	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
30 °C	10	0.96	1.8	3.4	8.7	29	96
	20	0.73	1.9	3.4	6.0	15	47
	30	0.54	1.7	3.7	6.2	12	33
	50	0.35	1.3	3.6	7.0	12	25
	70	0.26	0.96	3.1	7.1	13	23
	90	0.20	0.78	2.7	7.3	14	24
20 °C	10	0.78	1.6	4.3	14	45	109
	20	0.71	1.4	2.6	6.5	22	74
	30	0.62	1.4	2.5	5.0	14	49
	50	0.45	1.3	2.7	4.7	9.9	29
	70	0.34	1.1	2.8	5.0	9.0	23
	90	0.27	0.97	2.7	5.3	9.1	20
10 °C	10	0.79	2.3	7.5	22	42	57
	20	0.58	1.2	3.3	11	36	92
	30	0.55	1.1	2.3	6.8	24	77
	50	1.49	1.1	1.9	4.3	13	47
	70	0.41	1.0	1.9	3.7	9.7	33
	90	0.35	1.0	2.0	3.5	8.1	26
0 °C	10	1.3	4.0	9.3	14	17	19
	20	0.61	1.9	6.2	18	35	47
	30	0.47	1.2	3.7	13	36	60
	50	0.41	0.82	2.1	6.8	24	71
	70	0.39	0.76	1.6	4.6	16	56
	90	0.38	0.76	1.5	3.7	12	43

1.3.1.1 Meteorológiai effektusok

Nagyobb távolságokra történő hangterjedés során (jellemzően akkor, ha a forrás és a detektálás közötti távolság meghaladja a 100 m-t) figyelembe kell venni a meteorológiai effektusokat is; elsősorban a szélirányt és a levegő hőmérséklet magasság szerinti eloszlását. A terjedés iránya, ill. a hangszint megváltozik a szél, ill. a hőmérséklet gradienseinek hatására. A **37. ábra** szerint vannak a terjedést segítő (*felső kép*) és gátló (*alsó kép*) meteorológiai viszonyok. Nappal a hőmérséklet a magassággal rendszerint csökken. Éjjel gyakran fellép a hőmérséklet inverzió esete, amikor a hőmérséklet a nő (hőmérséklet inverzió). A hőmérséklet inverzió és a forrás felől a detektálás felé mutató szélirány kedvez a hangterjedésnek. Az akusztikus méréseket lehetőség szerint a hangterjedést elősegítő viszonyok mellett kell elvégezni.



37. ábra Hangterjedést segítő (*felső ábra*) és gátló (*alsó ábra*) meteorológiai viszonyok

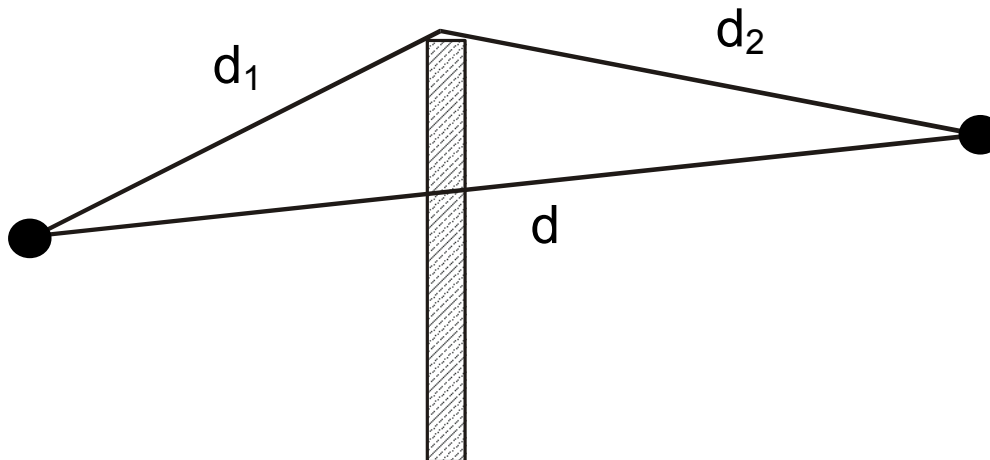
1.3.1.2 Hang-gátló fal

A hang-gátló fal hangárnyékoló hatásának pontos leírása igen bonyolult feladat, mivel a hanghullámok elhajlanak a fal tetején (ill. véges szélességű falak esetén oldalirányban is kerülőutak jöhetnek létre). A hang-gátló falak jellemzésének fontos eszköze az ún. *Fresnel* szám:

$$87. \text{ képlet. } N = \frac{2}{\lambda} (d_1 + d_2 - d),$$

ahol: λ a hang hullámhossza, d , d_1 és d_2 jelentése a **38. ábra** leolvasható. Jelentős mértékű (akár 20 dB-t meghaladó) hangszint csökkenés akkor lép fel, ha N értéke nagy, azaz nagy a direkt és a kerülőutas hangút közötti távolság, és/vagy rövid hanghullámhosszknál (azaz nagy akusztikus frekvenciákon). A hang-gátló fal még olyankor is csökkenti némileg a hangszintet, ha $N=0$, vagy kismértékben negatív, azaz a forrás és a detektálás között húzott

egyenes vonal nem metszi a hang-gátló falat, mivel a hang-gátló fal megakadályozza a földfelületről történő reflexiót.

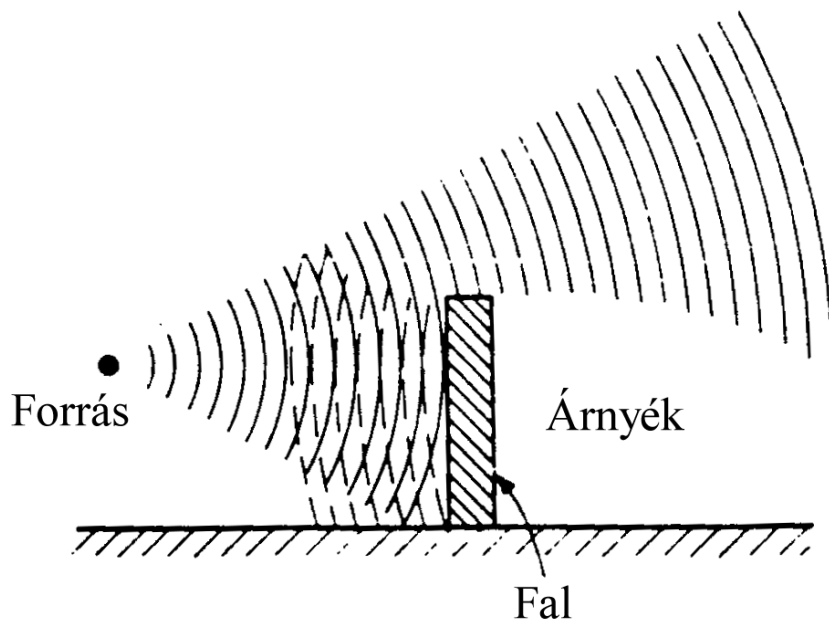


38. ábra Hang-gátló fal

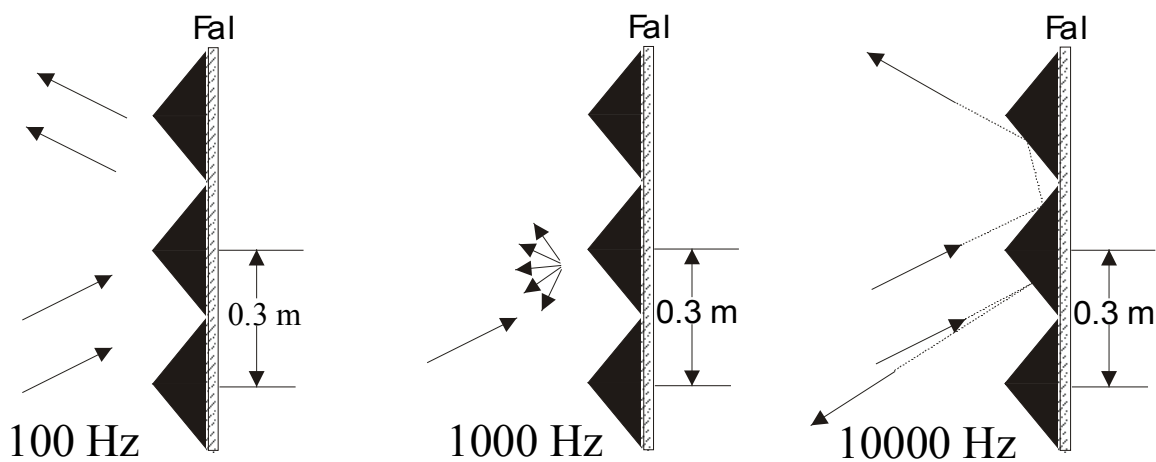
1.3.1.3 Hullámtani alapjelenségek

Az eddig leírtakban már számos példát találhatunk arra, hogy a hang hullámjellege hogyan befolyásolja az akusztikus jelenségeket. A földfelületről, ill. épületek faláról történő reflexió során fellépő interferencia, a nagy távolságokban történő terjedés során a levegő hőmérséklet-gradiensén fellépő elhajlás jelensége jó példa a fentiekre. További példa a hang-gátló fal, hiszen, ha a hang egyenes vonalban terjedne, akkor a fal mögött szinte tökéletes hangárnyék alakulna ki. A valóságban a hang elhajlik a fal tetején és behatol az árnyéktérbe, ahogy az a **39. ábra** látható. Általánosan igaz, hogy minél magasabb a frekvencia, azaz minél rövidebb a hullámhossz, annál kevésbé hatol be a hang az árnyéktérbe. Jól demonstrálja ezt a jelenséget az a tény, hogyha egy teremben előadást tartanánk és kinn a folyosón az ajtó mögül hallgatjuk azt úgy, hogy nem látjuk az előadót (azaz direkt hang nem jut el hozzánk), akkor megváltozik a beszéd spektruma, több lesz benne a mély hang, amely jobban el tud hajolni. Általánosságban igaz, hogy ha az akadály mérete összemérhető a hullámhosszal, akkor jelentős mértékű elhajlást tapasztalhatunk, míg ha a hullámhossz sokkal kisebb, mint az akadály mérete, akkor a nyalábszerű, egyenes vonalú terjedés lesz a jellemző.

A **40. ábra** is látható, hogy egy falfelületről történő reflexió és a fal karakterisztikus méretei hogyan befolyásolják egymást. Alacsony frekvenciákon a hang hullámhossza jóval nagyobb, mint a falon található egyenetlenségek mérete, ezért a hang az egyszerű visszaverődés törvénye szerint viselkedik (a beesés szöge ugyanakkora, mint a visszaverődés szöge). A **40. ábra** középső részén a hanghullámok hullámhossza összemérhető az egyenetlenségek karakterisztikus méretével. Ilyenkor a hang lényegében minden irányban reflektálódik és egy rendkívül bonyolult, diffúz jellegű akusztikus tér alakul ki. Végül még tovább növelve a frekvenciát (az ábra jobb oldala) a hullámhossz olyan rövid lesz, hogy a hang elkezd „érzékelni” a falon a kisebb egyenetlenségeket, és különböző, de jól meghatározott irányokba verődik vissza.



39. ábra Hanghullám elhajlása egy fal tetején



40. ábra A hangvisszaverődés különböző esetekben

Az akusztikus terek bonyolultsága és nehéz modellezhetősége visszavezethető arra a tényre, hogy a különböző frekvenciás komponensek nagyon más mértékben mutatnak hullám-szerű terjedést. Az emberi fül által hallható hangok tartományában (20 Hz - 16000 Hz) a hanghullámhossz 17 m és 2 cm között változik. Ezeket a hullámhosszakat összehasonlítva a hétköznapi életben előforduló, a hangterjedés számára akadályt jelentő tárgyak méreteivel láthatjuk, hogy a magas frekvenciás komponensek terjedése során a hullámtani jelenségek nem játszanak jelentős szerepet, míg jellemzően nyalábszerűen terjednek, míg az alacsony frekvenciás komponensek esetében a hullámszerű viselkedés sok esetben jól megfigyelhető.

1.3.2 3.2 Hangterjedés zárt térben

1.3.2.1 Közvetlen és zengő hang

Gondolatban kapcsoljunk be egy W hangteljesítményt kibocsátó hangforrást egy zárt térben, és vizsgáljuk meg a kialakuló akusztikus teret a bekapcsolás utáni különböző időpontokban, ill., hogy a forrástól bizonyos (példaképpen 1 m) távolságban elhelyezkedő megfigyelő, hogyan érzékeli a hangtér kialakulását. A bekapcsolás pillanatától kezdve a hangforrásból gömbhullámok indulnak ki és terjednek. Röviddel a bekapcsolás után hasonló akusztikus tér alakul ki, mintha a hangterjedés szabadteremben történne. A hangforrás bekapcsolása után 0,003 s múlva a hang megérkezik a forrástól 1 m-re elhelyezkedő megfigyelőhöz. Ezt a hangot direkt hangnak hívjuk. További idő eltelte után a hang eléri a forráshoz legközelebbi falat, és arról reflektálódik, míg a többi irányba még mindig gömbhullám-szerűen terjed. Majd a különböző falfelületekről sorban megtörténik a reflexió és a megfigyelő érzékeli a reflektált hangot. A direkt-hang érkezése utáni 50 ms (5 század másodperc) időintervallumban érkező hangokat korai hangnak hívjuk. Végül elég hosszú idő eltelte után kialakul egy egyensúlyi állapot, amelyben a forrás által a térbe sugárzott hangenergia megegyezik a (döntően) falakon fellépő veszteségek által a rendszerből kivont energiával. Ebben az egyensúlyi esetben is meg lehet különböztetni a forrás közvetlen környezetét, ahol a hangnyomás-eloszlásnak észrevehető szerkezete van, a forrástól távolabbi térrésztől, ahol nincs markáns szerkezete a hangnyomás-eloszlásnak. A zárt tér teljes hangenergiája két részből tevődik össze, a forrás közvetlen hangjából és az ún. zengőhangból, amely a reflexiók során épül fel. A zengő tér leírásához célszerű bevezetni az ún. teremállandó (R) fogalmát:

$$88. \text{ képlet. } R = \frac{S\bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}},$$

ahol: S a terem teljes határoló-felületének felszíne és $\bar{\alpha}$ a terem összes határoló-felületére számolt átlagos elnyelési tényező:

$$89. \text{ képlet. } \bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^N S_i \alpha_i}{\sum_{i=1}^N S_i},$$

ahol: α_i az i . felületre vonatkozó elnyelési tényező, ami egy arányszám, amely megadja a felület által elnyelt akusztikus energia arányát a felületre beeső energiához képest. A legtöbb anyagra jellemző, hogy az elnyelés mértéke függ a hanghullám beesési szögétől, ezért α értékét szög szerint átlagolva szokás megadni. Egy tökéletesen hangelnyelő anyagra $\alpha_i=1$, egy tökéletesen hangvisszaverő anyagra $\alpha_i=0$. S_i az i . felület felszíne (m^2 egységben). Az $S\bar{\alpha}$ szorzatot elnyelési számnak vagy egyenértékű elnyelési felületnek nevezzük és A -val jelöljük:

$$90. \text{ képlet. } A = S\bar{\alpha}.$$

Az elnyelési szám annyi m^2 , amennyi m^2 tökéletes hangelnyelő anyagra lenne szükség a fenti hangelnyelés biztosítására (az angol terminológiában még szokás A -t nyitott ablak felületnek

is nevezni, mivel egy nyitott ablak tökéletes hangelnyelőnek tekinthető). A falakon kívül még a teremben lévő bútorzat is hangcsökkenést okoz, ill. a levegőben is fellép a levegő-elnyelés okozta hangcsillapítás (fontos megjegyezni, hogy kiszámításakor nem lehet a szabadterben használt *83. képletet*, ill. a **6. táblázat** alkalmazni).

Az R teremállandó segítségével a zengőtéri hangintenzitás (I_z) a következőképpen írható fel:

$$91. \text{ képlet. } I_z = \frac{4W}{R},$$

míg a hangnyomásszintre felírható:

$$92. \text{ képlet. } L_z = L_w - 10 \log_{10} A + 6,0,$$

ahol alkalmaztuk az $R \approx A$ szokásos közelítést. A mért hangteljesítmény másik része a direkt hangból származik, azaz érvényes rá a *78. képlet*. Az intenzitások összeadódnak és így az eredő hangnyomásra felírható:

$$93. \text{ képlet. } L_p = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{1}{4\pi r_0^2} + \frac{4}{A} \right).$$

Az akusztikus teret egy teremben három részre bonthatjuk. A közel-térben az akusztikus mennyiségek térben sokszor rendkívül bonyolult módon változnak, pl. a részecskesebesség és a nyomás között fáziskülönbség lép fel, vagy előfordulhat, hogy a részecskesebesség vektor nem a hangterjedés irányába mutat. A közvetlen hangtérben a nyomás a szabadterhez hasonló módon viselkedik, azaz a távolság megduplázódásával a hangszint 6 dB értékkel csökken. Végül a távotérben a hangnyomás jó közelítéssel állandó. Ha egy hangforrást egy fal közelében helyezünk el, akkor a hangszint jellemzően 3 dB értékkel megnő.

1.3.2.2 Utózengési idő

Ha a hangforrást kikapcsoljuk a közvetlen hang szinte pillanatszerű megszűnése után huzamosabb ideig tart, míg a zengő hang is teljesen lecseng. Azt az időt, ami alatt a zengő hang szintje 60 dB-t csökken, utózengési időnek (T) nevezzük. Amennyiben az átlagos elnyelési tényező értéke sokkal kisebb, mint 1, akkor az utózengési idő a következő összefüggéssel számítható:

$$94. \text{ képlet. } T = 0,16 \frac{V}{A},$$

ahol: V mértékegysége m^3 . Nagyobb elnyelések esetén a következő közelítő képlet alkalmazható:

$$95. \text{ képlet. } T = 0,16 \frac{V}{-S \ln(1-\alpha)}$$

Általában feltételezhetjük, hogy a hangszint az idő múlásával lineárisan csökken (azaz a nyomás exponenciális módon csökken). Ezért, mivel a 60 dB csökkenést nehéz kimérni (a csökkenés végén a csökkenő jelet könnyen elfedheti a környezet zaja), ezért gyakran egy kisebb mértékű hangszint-csökkenés megvalósulásához szükséges időt szoktuk megmérni, és aránypárral kiszámoljuk a 60 dB hangszint-csökkenéshez szükséges időt. Ha pl. a hangszint 1 s alatt csökken 20 dB-t, akkor az utózenngési idő 3 s.

1.3.2.3 Hangszigetelés hatása

A hangszigetelés hatására alacsonyabb akusztikus hangnyomásszint alakul ki egy teremben, ha ugyanaz a hangforrást működtetjük. A hangszint-csökkenés mértékére (ΔL) a következő képletet lehet alkalmazni:

$$96. \text{ képlet. } \Delta L = 10 \log_{10} \frac{A_u}{A_e},$$

ahol A_u a hangszigetelés utáni, míg A_e a hangszigetelése előtti hangszint. A gyakorlatban 3 és 8 dB közötti hangnyomásszint csökkenés érhető el. A hangszigetelés megváltozása természetesen az utózenngési idő megváltozását is maga után vonja.

1.3.2.4 Teremrezonanciák

A 92. képlet szerinti hangnyomásszintet módosíthatja az a tény, hogy egy teremben állóhullámok alakulhatnak ki, abban az esetben, ha a terem valamelyik hosszmerete megegyezik a hang fél-hullámhosszának egész számú többszörösével. A teremrezonanciákra jellemző, hogy erős helyfüggést hoznak létre az akusztikus térben (függően attól, hogy éppen egy állóhullám csomópontjában vagy duzzadó-helyén történik a mérés).

1.3.3 Hangterjedés falakon át

1.3.3.1 Hangterjedés falon keresztül

Két helyiséget elválasztó fal jellemzésére vezették be a hanggátlás fogalmát az alábbi definíció alapján:

$$97. \text{ képlet. } R_g = 10 \log \left(\frac{I_1}{I_2} \right),$$

ahol: I_1 a belépő, míg I_2 a kilépő hangintenzitás. Jelentősnek nevezhető a hanggátlás ha értéke a 30-70 dB tartományba esik, azaz a hangintenzitás három, ill. hét nagyságrendet csökken a hanghullámnak a falon történő áthaladása közben.

A hanggátlás ismeretében meghatározható, hogy ha a fal egyik oldalán található helyiségben bekapcsolunk egy hangforrást, akkor mekkora lesz a hangnyomásszint a másik helyiségben:

$$98. \text{ képlet. } L_d = L_f - R_g + 10 \log_{10} \frac{S}{A},$$

ahol: L_d és L_f a hangnyomásszint a detektálás, ill. a hangforrás helyiségében, S a két helyiséget elválasztó (és R_g hanggátlással rendelkező) fal felülete, és A a detektálás helyiségében az egyenértékű hangelnyelési felület. Mivel a hanggátlás (ahogy azt a későbbiekben látni fogjuk) frekvenciafüggő, ezért a gyakorlatban általában az 500 Hz frekvenciára vonatkozó értékét szoktuk megadni. Egy falszerkezet hanggátlását laboratóriumi (ideális) körülmények között kimérve mindig nagyobb értéket kapunk, mintha az épületszerkezetbe beépített fal hanggátlást mérjük meg. Ennek oka, hogy a hang az egyik helyiségből a másikba nemcsak a falon keresztül, hanem különböző kerülőutakon is el tud jutni, pl. az épület vázában terjedve. A hangszigetelésre használt falon vagy elválasztón található kisméretű repedés (vagy a rosszul záródó ajtó alatt egy kisméretű rés) a hanggátlást nagyon jelentős mértékben lecsökkentheti.

1.3.3.2 Egyrétegű fal hanggátlása

A fal hanggátlásának mértékét a frekvencia függvényében ábrázolva megkapjuk a fal hanggátlás-görbét. Ezt a görbét tanulmányozva, több, jellegzetes szakaszt fedezhetünk fel. Az alacsony frekvenciás tartományban a fal ún. tömeggátolt módon csillapítja a ráeső hangot. Ezen a szakaszon a hanggátlást a következő képlet írja le:

$$99. \text{ képlet. } R = 10 \log_{10} \left(1 + \left(\frac{\pi f m}{\rho c} \right)^2 \right),$$

ahol: m a felületegységre jutó tömeg (kg/m^2), ρ a levegő sűrűsége, c a hangsebesség a levegőben. Látható a 99. képletből, hogy a hanggátlás 6 dB-t nő, ha a frekvenciát megduplázzuk, amit úgy szoktunk kifejezni, hogy a hanggátlás görbe meredeksége 6 dB/oktáv (két hang távolságát frekvenciában oktávnak nevezzük, ha az egyik frekvencia a kétszerese a másiknak). A 99. képlet erősen idealizált, a valóságban a következő képlet nagyobb pontossággal írja le a tömeggátolt fal hanggátlását:

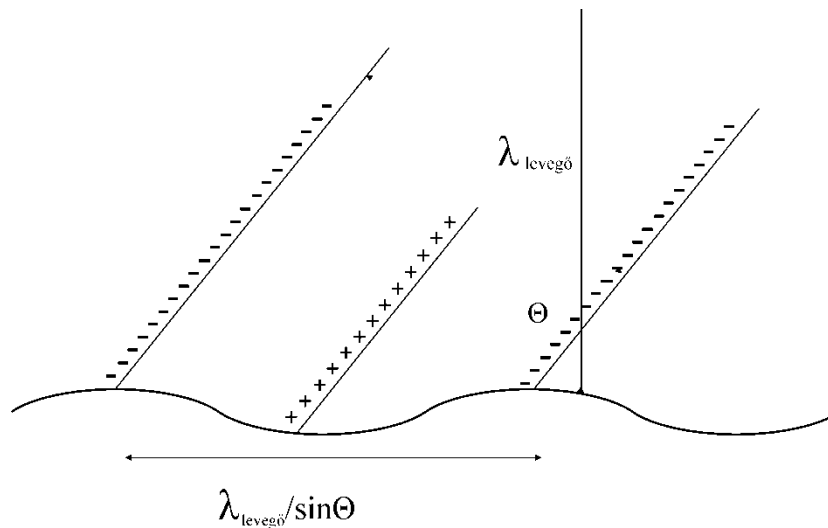
$$100. \text{ képlet. } R_{\text{gyakorlat}} \approx 17.5 \log_{10} m + 17.5 \log_{10} \frac{f}{500} + 3 \text{ dB}.$$

A hanggátlás görbe tömeggátolt frekvenciatartományában bizonyos frekvenciákon (ezek a frekvenciák a fal ún. sajátfrekvenciái), a fal úgy viselkedik, mint a szélein befogott vékony lemez, amely a hang hatására meghajlik, és így rezonáns módon átvezeti a hangot, azaz a fal hanggátlása lecsökken. Ez a csökkenés jelentkezik a hanggátlás görbében is. A

sajátfrekvenciáknak léteznek magasabb frekvenciás ún. felhangjaik, azonban ezek a rezonanciák már olyan mértékben csillapítottak, hogy a mért hanggátlás-görbében a magasabb frekvenciájú sajátfrekvenciák már alig észrevehető változást okoznak.

Növelve a falra eső hang frekvenciáját, elérkezünk abba a frekvencia-tartományba, ahol fellép a koincidencia (magyarul egybeesés) jelensége. A koincidencia lényege, hogy a levegőből a falba belépő hanghullámok bizonyos körülmények között jó hatásfokkal gerjeszthetik a falban fellépő hajlító-hullámokat, amely hullámok a fal síkjában terjednek. Ahhoz, hogy ez a gerjesztés létrejöjjön, a hanghullámnak a falra nem merőlegesen, hanem ϑ szög alatt kell érkezni, és a levegőből beeső hang hullámhosszának ($\lambda_{\text{levegő}}$) falra merőleges vetülete, a **41. ábra** megfelelő módon, meg kell, hogy egyezzen a falban terjedő hajlító-hullám hullámhosszával ($\lambda_{\text{hajlító}}$):

101. képlet.
$$\frac{\lambda_{\text{levegő}}}{\lambda_{\text{hajlító}}} = \sin \theta .$$



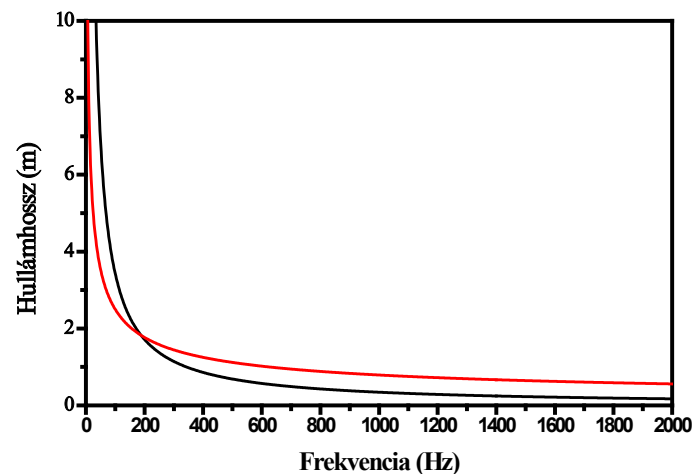
41. ábra A koincidencia jelensége

A hajlító hullámoknak fontos tulajdonságuk, hogy a terjedési sebességük ($c_{\text{hajlító}}$) frekvenciafüggő:

102. képlet.
$$c_{\text{hajlító}} = \left[\frac{Yt^2(2\pi f)^2}{12\rho} \right]^{1/4} ,$$

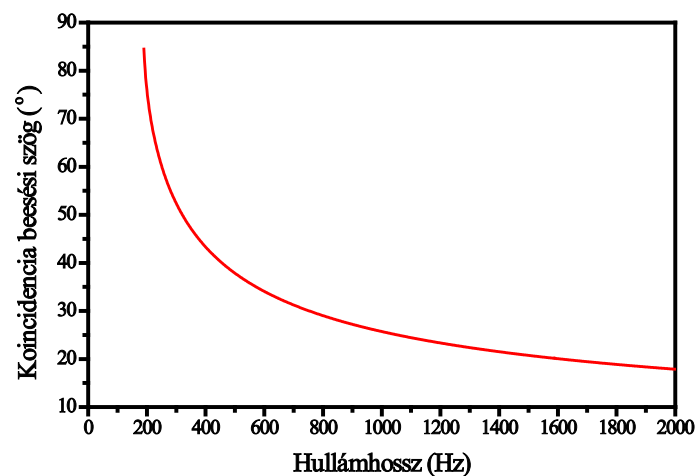
ahol: Y a lemez Young modulusa (N/m^2), t a lemez vastagsága (m) és ρ a sűrűsége (kg/m^3) (a korábban tanultak szerint a levegőben terjedő hangra a hangsebesség frekvencia-független, azaz minden frekvencián ugyanakkora $c_{\text{levegő}}=343 \text{ m/s}$ érvényes). Természetesen mindkét hullámra igaz az **56. képlet**, aminek a segítségével kiszámítható a hullámhosszak frekvenciafüggése (levegőben terjedő hanghullámra az összefüggés nagyon egyszerű: $\lambda=c/f$, míg a hajlító-hullámokra a hullámhossz a frekvencia reciprokának gyökével változik). A **42. ábra** ábrázolásra került a két hullámra vonatkozóan a hullámhossz frekvenciafüggése (a hajlító-hullámra vonatkozó számolások során egy 10 cm vastag téglafal adatait használtuk).

Látható, hogy alacsony frekvencián a levegőben terjedő hanghullám hullámhossza nagyobb, mint a hajlító-hullám hullámhossza, ilyenkor a *101. képlet* baloldala nagyobb, mint 1, és így az egyenletnek nincs megoldása (hiszen nincs olyan szög, melynek szinuszja nagyobb lenne, mint 1). Azaz alacsony frekvenciákon nem tud létrejönni a koincidencia effektus. Azt a frekvenciát, ahol a **42. ábra** a két görbe metszi egymást, kritikus frekvenciának nevezzük. Ez a legalacsonyabb frekvencia, ahol a koincidencia effektus létrejöhet, de csak akkor, ha a beesési szög $\theta=90^\circ$ (súrlódó beesés, $\sin\theta=1$). A 10 cm vastag téglafalra ez a frekvencia kb. 190 Hz, azaz a koincidencia effektus egy ilyen fal esetén pont a hallható tartományban csökkenti le a hanggátlást.



42. ábra Levegőben terjedő hang ill. falban (10 cm vastag téglafal) terjedő hajlító hullám hullámhosszának frekvenciafüggése (az előbbi fekete, az utóbbi piros színű görbével jelölve)

Növelve a frekvenciát, a hanghullám és a hajlító-hullám hullámhosszának aránya csökken, ezért egyre inkább a merőlegeshez közeledő beesésű hanghullámok képesek a koincidencia effektust létrehozni. A **43. ábra** látható a fenti példára (10 cm vastag téglafal) a koincidencia-effektushoz tartozó beesési szöge.



43. ábra 10 cm vastag téglafalra számolva a koincidencia beesési szög a frekvencia függvényében

Mivel egy zárt teremben jellemzően egy falra minden irányból érkeznek hanghullámok, a koincidencia effektus nem egyetlen frekvencián, hanem jellemzően egy frekvenciatartományban lép fel. A koincidencia-frekvencián és annak környékén a fal hanggátlása lecsökken, mivel a levegőből érkező hang energiája jó hatásokkal átadódik a hajlító rezgéseknek, és ezek a rezgések az átvett energiát a fal túloldalán kisugározzák. A koincidencia-frekvencia fölött a hanggátlás a tömeggátolt szakaszra jellemző 6 dB/oktáv helyett kb. 10 dB/oktáv mértékben nő a frekvencia növelésével (10 dB-t nő, ha a frekvencia megduplázódik).

1.3.3.3 Kétrétegű fal hanggátlása

Általánosan elmondható, hogy kétrétegű fal alkalmazásával nagyobb hanggátlás érhető el, mint egyrétegű fallal. Alacsony frekvencián a kétrétegű fal hanggátlása megegyezik egy azonos fajlagos tömegű, egyrétegű fal hanggátlásával. Rezonancia frekvencián a hanggátlás nagyon erősen lecsökkenhet. Rezonancia frekvencia (ha levegő van a rétegek között):

$$103. \text{ képlet. } f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho(m_1 + m_2)}{m_1 m_2 d}},$$

ahol: m_1 és m_2 az első, ill. a második réteg felületegységre jutó tömege (kg/m^2), d a két réteg távolsága (m), c és ρ a két réteg közötti anyag (legtöbbször levegő) hangsebessége és sűrűsége. A rezonancia frekvencián a hanggátlás erősen lecsökken.

Rezonancia frekvencia fölött a hanggátlás görbe 18 dB/oktáv meredekséggel emelkedik. Magasabb frekvenciákon állóhullámok alakulhatnak ki a két réteg közötti részben. Az n . rezonancia frekvenciája:

$$104. \text{ képlet. } f_n = n \frac{170}{d}.$$

A koincidencia effektus kétrétegű falak esetén is fellép. Az effektus hatása csökkenthető, ha a két réteg vastagsága különböző.

3.34 Hangelnyelő anyagok

A terem felületeit hangelnyelő anyaggal bevonva a hangszint jelentős mértékben csökkenthető a 96. képlet szerint. Hangelnyelő anyagként gyakran porózus anyagokat alkalmazunk. Az ilyen anyagokra jellemző hangszint csökkentési mechanizmus a hanghullám behatolása a pórusokba, azaz a szűk csatornába, ahol a hangenergia súrlódáson keresztül hővé alakul. Általában a hangelnyelő anyagok elnyelési tényezője erősen frekvenciafüggő, alacsony frekvenciákra nehéz jó hatásfokú hangelnyelő anyagot találni. Természetes módon a hangelnyelő anyagok kiválasztása során az elnyelési tényezőkön kívül további fontos

szempontok léteznek, mint pl. a tűzállóság, a mechanikai ellenálló-képesség, igénybevéltetés, fényvisszaverés, tisztíthatóság, megjelenés, kompatibilitás egyéb anyagokkal stb.

Speciális hangelnyelő szerkezet az ún. Helmholtz rezonátor, amellyel alacsony frekvencián jelentős csillapítás érhető el, de jellemzően csak egy keskeny frekvenciatartományban. A középkorban a Helmholtz rezonátorok alkalmazásával számos templom akusztikáját sikerült jelentős mértékben megjavítani. A Helmholtz rezonátor egy V térfogatú kamra, amelyet egy S felületű, l hosszúságú ún. nyak köt össze a teremmel. A rezonátor rezonanciafrekvenciája (f_r) az alábbi képlettel adható meg:

$$105. \text{ képlet. } f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V(l + \Delta l)}},$$

ahol: Δl az ún. nyakkorrekció, amely a hangterjedés három dimenziós jellegének következménye, és az alábbi képlet adja meg az értékét jó közelítéssel:

$$106. \text{ képlet. } \Delta l = 0.9\sqrt{S}.$$

1.4 Zajforrások (Kováts Attila)

Miskolci Egyetem, Miskolc

A környezetet terhelő zajok eredetük szerint, csupán a főbb csoportokat tekintve:

- közlekedési;
- ipari;
- kommunális vagy szabadidős forrásokból származnak.

A **közlekedésből** adódó zajok hatásukat tekintve a legjelentősebb csoportot jelentik, de ezen belül is elsősorban a közúti közlekedés a meghatározó. Adódik ez egyrészt az egyre növekvő forgalomból, a gépjárműállomány rohamos gyarapodásából, másrészt a nem megfelelő minőségű és vezetőségű úthálózatból. Jellegét illetően, azaz a zajforrások összetevőinek vonatkozásában, gyakorlatilag homogénnek tekinthető. A kibocsátás vonatkozásában, hasonlóan szinte minden területhez, a szabályozás elvileg ugyan megoldott, de fokozott romlás tapasztalható a szigorodó előírások dacára. Ez utóbbinak csupán részben vannak műszaki vonatkozásai. Részterületei a kötöttpályás, a légi és a vízi forgalom. Számottevő lehet, de csak szűkebb területen az első kettő, míg a vízi közlekedésből származó zajok gyakorlatilag elhanyagolhatóak.

Az **ipari tevékenység**, néhány települési környezettől eltekintve, általában kisebb jelentőségű, s zavaró hatásának érvényesülése is az előbbinél korlátozottabb. Különbséget kell azonban tenni a nagyüzemek és a változó termelési profillal rendelkező vállalatok között. Míg az előbbieknél a forrás erőssége és jellege gyakorlatilag időben állandó (pl. hőerőművek, fűtőművek, bányák) gyakran csak egy-egy napszakra korlátozódik, addig a kisüzemek, a szolgáltatást végző vállalkozások, valamint kiemelten az építkezések esetében ez erősen változó. Különösen vonatkozik ez az építőipari tevékenységre. Utóbbi esetben külön gondot jelenthet az is, hogy ezek rendszerint lakóövezetben működnek.

A **kommunális** eredetű zajforrások alapvetően szabadidős tevékenységből származnak, mint pl. a szomszédsági, a sportolás és a szórakozás jelentette zaj. Ez utóbbiak főként azért zavaróak, mert többnyire a pihenési időszakokban lépnek fel és nem teszik lehetővé a szervezet megfelelő regenerálódását. Esetenként igen jelentős is lehet, különösen akkor, ha az extrém viszonyok mellett jelentkeznek (pl. kiránduló- vagy disco-hajók).

Összességében zajforrást jelent minden olyan folyamat, amelynek során elemek (elemi részecskék), elempárok, elemcsoportok stb. időben változó periodikus vagy rendszertelen mozgást végeznek, ezzel egy zavarási állapot alakul ki, s ez valamely rugalmas közegben (gázban, folyadékban, szilárd testben) hullámszerűen terjed. A közeg mechanikai tulajdonságainak következtében a zavarás a közeg állapotának térben és időben történő ingadozása az egyensúlyi helyzet körül. Eredménye az ún. *hangjelenség*.

Jellemzőnek kell tekinteni frekvencia-eloszlásukat és erősségüket, azaz intenzitás színeképüket, továbbá időbeli lefolyásukat, ill. változásukat. Esetenként elegendő lehet csupán a frekvencia ismerete is, ha pl. más zajforrások intenzitása nagyságrendileg is jelentősebb. Ilyen fordul elő pl. csapágyak esetében. Néhány ritka kivételtől eltekintve ugyanis egy gépszerkezetben a csapágyak keltette zajok erősségüket tekintve alárendelt szerepet játszanak.

Rendszerezésükre számos lehetőség kínálkozik, legcélszerűbb azonban a gerjesztés jellegéből kiindulni. Ennek megfelelően a zajforrások eredetük szerint lehetnek:

- lég- és
- testhang-gerjesztésűek.

1.4.1 Léghang-gerjesztésű zajforrások

Kialakulásuk: a zajforrást meghatározó folyamatok *közvetlenül hoznak létre* a levegőben *nyomásingadozásokat*, s így hallható léghang alakul ki. Típusai:

- aeropulzív;
- aerodinamikus;
- termodinamikus.

1.4.1.1.1 Aeropulzív források

Aeropulzív források esetén a forgó vagy mozgó elemek, ill. valamilyen nyomáskiegyenlítődesi folyamat által okozott nyomásingadozás – mint zavarási állapot – közvetlenül terjed a légtérben. Eredete szerint lehet:

- *forgási zaj*, amikor a létrehozó ok valamilyen forgó géprész (légcsavar, szellőzők járókerekei, fogaskerék stb.);
- *kiegyenlítődesi zaj*, amelynél a forrás valamilyen periodikus mozgást végző elem (pl. dugattyú).

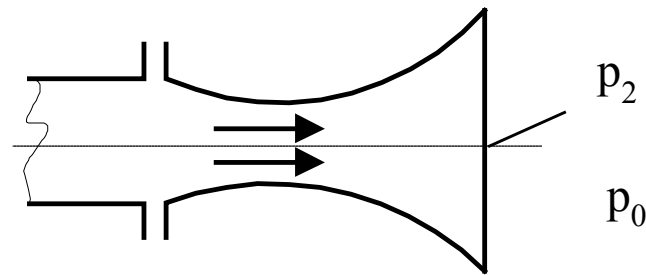
Ez utóbbiak közé sorolható a belsőégésű motorok, dugattyús kompresszorok *szívási és kipufogási zaja*, a pneumatikus készülékek *lefúvási zaja*, továbbá a fogazott szíjak, a fogaskerekek és a gumiabroncsok periodikus *kiáramlási zaja* is (a nyomáskiegyenlítődes a levegőnek vagy a levegő-kenőanyag keveréknek a fogházagból, ill. az abroncsprofilból való kiáramlásakor következik be).

1.4.1.2 Aerodinamikus források

Aerodinamikus források esetén a hatás oka minden esetben egy meglévő áramlási kép megzavarása. Keletkezésének jellege szerint lehet:

- *árnyékzaj*, mert az áramlásba helyezett akadály mögött helyileg változó sebességeloszlás alakul ki (árnyékhatás), amely az áramlási irányra merőlegesen mozgatott testeken nyomásingadozást hoz létre (rácsrudak, merevítések, vezetőkerekek zaja áramlástechnikai berendezéseknél, furatos tárcsák sziréna hangjai);
- *örvényzaj*, mert az áramlásba helyezett akadályról leváló örvények közvetlenül is okozhatnak zajt (járművek ún. karosszéria zaja, szellőzők peremhangja, ill. szélessávú forgási zaja);
- *szabadsugárzaj* (fúvókazaj), mert a nyugalmi térbe belépő gáz- (vagy levegő-) sugár szétesik, s a kinetikai energia hő- és hangenergiává alakul át. Fúvókáknál az energiaviszony a konstrukciós kialakítás, ill. kisebb részben az áramló közeg anyagi minőségének függvénye. Minimális zaj akkor várható, ha $p_2 \approx p_0$ (**44. ábra**). Itt p_0 a kilépési

környezetben uralkodó nyomás.



44. ábra Vázlat a fúvóka zajhoz

4.13 Termodinamikus források

Termodinamikus forrásoknál exotherm folyamatok eredményeként nagyszámú térfogati elem expanzió-sorozata játszódik le, amely nyomásnövekedéssel jár (robbanási zaj, égési zaj, elektromos kisülési zaj stb.).

1.4.2 Testhang-gerjesztésű zajforrások

Kialakulásuk: ha egy rugalmas szerkezetben a hangfrekvenciás tartománynak megfelelő rezgések (ún. testhangok) alakulnak ki, akkor ezeket a burkoló elemek a csatolási - átviteli feltételeknek megfelelően a környezetbe kisugározzák (léghangok). Típusai:

- erőgerjesztésű;
- sebességgerjesztésű;
- öngerjesztésű.

Az **erőgerjesztésű** (testhang) **forrásoknál** a szerkezetben fellépő *váltakozó erők* az igénybevételnek kitett elemek *váltakozó rugalmas alakváltozását* okozzák, azaz *mechanikus rezgésre* kényszerítik. Ez a rezgés nem csak az erő bevezetésének helyén lép fel, hanem az erőfolyamba bekapcsolt valamennyi szerkezeti egységen jelentkezik (gépszerkezeteknél az erő- és munkagépek erőátviteli, támasztó elemei).

A váltakozó erők keltette mechanikus rezgések az illesztési (rögzítési) helyeken azokra az elemekre is átterjednek, amelyek nem vesznek részt az erőátvitelben (erőfolyamból kizárt elemek). Gerjesztésük a csatlakozásokon (talppontokon) történik (ún. talppont-gerjesztés), s a rezgési kitérés vagy -sebesség (részecskesebesség) átadódik. Ezek a **sebességgerjesztésű** (testhang) **források**. Többnyire burkolati elemeknél tapasztalható.

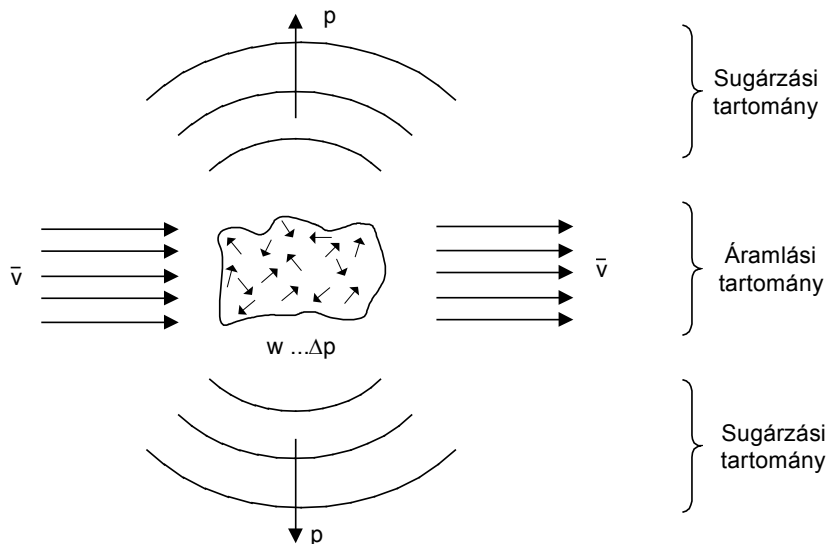
Az **öngerjesztésű** (testhang) **források** rendszerint erő- vagy sebességgerjesztés hatására jönnek létre, de elvétve előfordulhat léghang-gerjesztés is, azaz az osztályozást tekintve a közvetlen ok érdektelen. A gerjesztő energia jellemzően kicsiny, s a felerősödés visszacsatolás révén következik be (pl. súrlódási zaj).

A legfontosabb gerjesztő erők:

- váltakozó nyomások, ill. nyomóerők (belsőégésű motorok, dugattyús légsűrítők, hidraulikus és pneumatikus gépek);
- tömegerők (forgó elemek kiegyensúlyozatlansága, lengő elemek);
- tömeg- és rugóerők (forgattyús hajtóművek);
- váltakozó erők egyenlőtlen erőátadásnál (fogaskerék hajtóművek);
- mágneses erők (villamos gépek);
- ütközési erők (görgős és bütykös mechanizmusok, szelepek, lánchajtások);
- forgácsoló erők (marás, köszörülés, fűrészelés);
- alakító erők (kovácsolás, szegecselés, sajtolás).

1.4.3 Léghang-gerjesztésű zajforrások rendszere

A léghang-gerjesztésű zajok mindig áramlási eredetűek. Ekkor a zaj szempontjából lényeges jellemzők (pl. részecskesebesség, nyomás) a közeg egy körülhatárolt területén (forrásövezet) időben változnak, ez a környező nyugalmi teret besugározza, így észlelhető akusztikus jelek jönnek létre. Kialakulásuk a **45. ábra** szerinti hatásmechanizmussal magyarázható.



45. ábra Léghang-gerjesztésű zajforrások kialakulása

Itt \bar{v} az áramlási sebesség időbeli átlaga, w az áramlási sebesség változó része (mellékmozgások) a forrásövezetben, Δp a forrásövezet nyomásingadozása (w hatására) és p a hangnyomás.

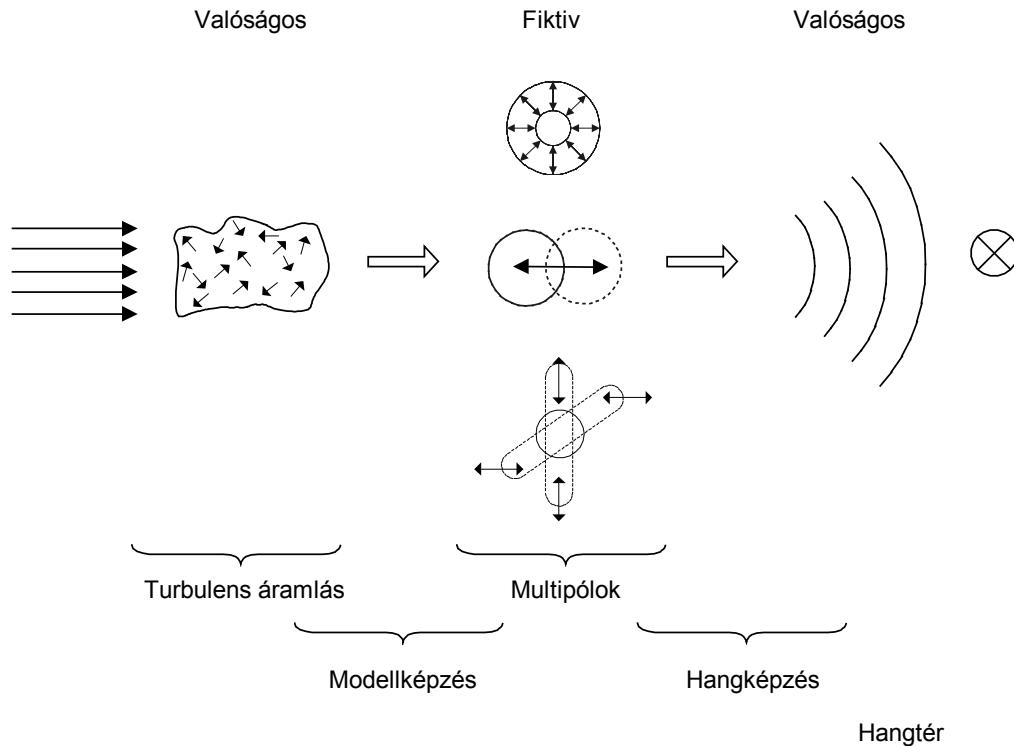
A forrás elemi akusztikai sugárzók halmazával helyettesíthető (multipólhalmaz), ahol minden egyes multipól egy meghatározott hangkeltési mechanizmust modellez. A rendszerezés ennek alapján végezhető (**46. ábra**).

Gyakorlatilag három alacsonyabb rendű multipól érdekes.

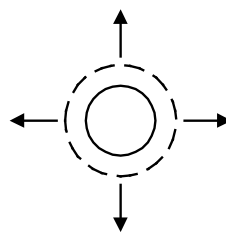
Akusztikai *monopólforrás* akkor alakul ki, ha valamely közegben a tömegáram időben változik. Fizikai modellje az ún. légző gömb, amelynek felülete fázisban rezeg (**47. ábra**).

Lüktető kifolyás, helyi térfogati expanzió, kontrakció stb. esetén lép fel. Előfordulása a gyakorlatban: sziréna, szívás és kipufogás, kavitáció stb.

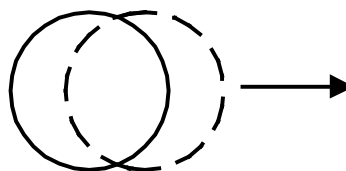
Dipólforrást az áramlásra kívülről ható, időben változó erők hoznak létre, de akkor is kifejlődhet, ha az áramlás hat a határoló szilárd közegre, ill. a körüláramolt testre. Fizikai modellje a merev felületű rezgő gömb (48. ábra). Gyakorlati esetekre néhány példa: határréteg-áramlás, járókerék, excentrikus fonóorsó.



46. ábra Léghang-gerjesztésű zajforrások hatásmechanizmusa



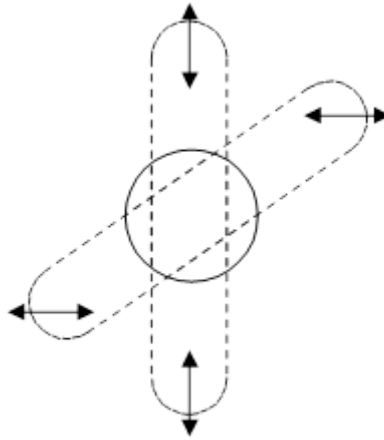
47. ábra Monopólforrás



48. ábra Dipólforrás

Qadrupólforrást időben változó feszültségek eredményeznek. Az aerodinamikusan forrásokra jellemző, rendszerint turbulens áramlásokban alakulnak ki a szélektől távol. Fizikai modellje

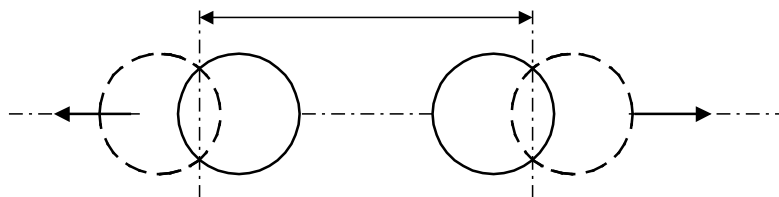
valamely gömb térfogat- és súlypontváltozás nélküli alakváltozása, ahol a gömb turbulenciagócnak tekinthető (**49. ábra**). Valójában két dipólból összetettnek tekinthető, de ezek helyzete és egymáshoz viszonyított relatív mozgása szerint két típusa élesen különvlik.



49. ábra *Quadrupólforrás*

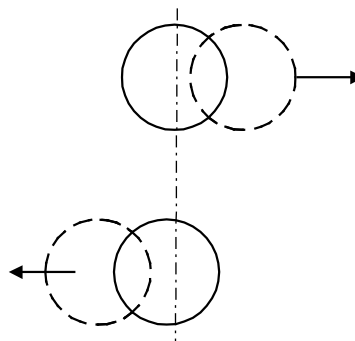
Ennek megfelelően lehet axiális (longitudinális) és laterális.

Az *axiális* vagy *longitudinális quadrupól* esetén a két dipól mozgása a két súlypont meghatározta tengelyen történik. Polaritásuk egymással ellentétes (**50. ábra**).



50. ábra *Axiális (longitudinális) quadrupól*

Laterális quadrupól esetén a két dipól egymástól Δy távolságban van, relatív mozgásuk azonban nem tengelyirányú, hanem arra merőleges (**51. ábra**).



51. ábra *Laterális quadrupól*

Az elemi források akusztikai jellemzőit a ρ forrássűrűség, a forrásra jellemző d lineáris méret, az r észlelési távolság és a v áramlási sebesség függvényében lehet felírni.

A hangnyomás:

$$107. \text{ képlet. } p = f\left(r \frac{\delta}{\rho} v^n\right),$$

ahol az n hatványkitevő monopólforrásnál 2, dipólnál 3 és quadrupólnál 4.

Az akusztikai forrásteljesítmény:

$$108. \text{ képlet. } P = f\left(\frac{\rho^2}{\rho_0^2 \cdot c_0^{2n-3}} d^2 \cdot v^{2n}\right),$$

ahol: ρ_0 a besugárzott közeg sűrűsége; c_0 a helyi hangsebesség.

Az akusztikai hatásfok (vagy akusztikai áttétel):

$$109. \text{ képlet. } \eta = f\left(\frac{\rho^2}{\rho_0 \cdot c_0^{2n-3}} v^{2n}\right),$$

amely az akusztikai és az áramlásmechanikai teljesítmény viszonya.

A mechanikai (hidraulikai, volumetrikus stb.) hatásfokhoz hasonlóan értelmezhető az akusztikai hatásfok vagy áttételi fok is, amely a zajforrást létrehozó teljesítmény (N) és az akusztikai teljesítmény (P) viszonya:

$$110. \text{ képlet. } \eta_{\text{ak}} = \frac{P}{N}.$$

Hatásfokról kell beszélni akkor, ha a berendezés célja hangkeltés (jelzőberendezések, hangszerek stb.), míg ellenkező esetben az akusztikai áttétel értelmezett.

A sugárzás irányítottságára jellemző a *sugárzási karakterisztika*, ill. az *irányítási tényező* (Γ). Előbbi a forrás sugárzására jellemző eloszlást mutatja, utóbbi ezt számszerűleg adja meg.

Az irányítási tényező:

- monopól forrásnál: $\Gamma=1$,
- dipól forrásnál: $\Gamma=\cos \vartheta$,
- axiális vagy longitudinális quadrupólnál: $\Gamma=\cos^2 \vartheta$,
- laterális quadrupólnál: $\Gamma=\sin^2 \vartheta \sin 2\varphi$.

Értelmezés szerint az irányítási tényező a távotérben:

$$111. \text{ képlet. } \Gamma(\vartheta; \varphi) = \frac{p(\vartheta; \varphi; r)}{p(\vartheta_0; \varphi_0; r)},$$

ahol: p a hangnyomás; ϑ és φ gömbi koordináta rendszerben a tér kérdéses pontját meghatározó két szögérték; r ugyanennek a pontnak a távolsága a koordináta rendszer középpontjától; ϑ_0 és φ_0 a vonatkoztatási koordináták (célszerűen a max. sugárzási irányhoz tartozó értékek).

1.4.3.1 Monopól források

Alapvetően *monopól jellegű források*:

- *Roots*-fúvók;
- dugattyús gépek (-motorok, -szivattyúk, -sűrítők);
- légmotorok és pneumatikus készülékek (vö. quadropól források!), szirénák;
- kavitáció;
- rakéták (v. ö.: quadropólforrások!);
- utánégetős hajtóművek (v. ö. quadropólforrások!);
- olaj- és gázégők;
- ipari fáklyák.

Négyütemű motor kipufogása:

$$112. \text{ képlet. } L_w = 136 + 20 \lg \frac{f}{f_0} + 20 \lg \frac{A}{A_0} \quad [\text{dB}],$$

ahol: f a főtengety forgási frekvenciája Hz-ben, A a szelepnnyitás keresztmetszete m^2 -ben; $f_0 = 1 \text{ Hz}$, $A_0 = 1 \text{ m}^2$.

Periodikusan üzemelő készülék:

$$113. \text{ képlet. } L_w = 101 + 20 \lg \frac{f}{f_0} + 20 \lg \frac{q}{q_0} \quad [\text{dB}],$$

ahol: f a működési frekvencia Hz-ben, q a tényleges térfogatáram $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ -ben, $f_0 = 1 \text{ Hz}$, $q_0 = 1 \text{ m}^3 \text{s}^{-1}$.

1.4.3.2 Dipól források

Alapvetően *dipól jellegű források*:

- áramlástechnikai gépek forgó lapátráccsal (ventilátorok, fúvók, sűrítők, turbinák);
- hidrodinamikus hajtóművek, -tengetykapcsolók;
- centrifugák és szeparátorok;
- légcavarok;
- légpárnás járművek (*Hovercraft*-rendszer);

- sugárhajtóműveknél a belépés;
- magas fordulatszámú elemek a textil-, szerszám- és aprítógépeknél;
- szellőzőrácsok;
- áramlástechnikai elemek, pl. könyökök, elágazások, hőcserélők, mérőperemek, szelepek, keresztmetszet-változások (átáramlás);
- áramlásba helyezett elemek, pl. rácsrudak, fojtásszabályozók, vezetőkerekek, bordák, csövek, repülőgép- és hajótörzsek, lapátprofilok, megfűvott felületek (körüláramlás).

Szellőző szárnyrács:

$$114/a. \text{ képlet. } L_w = 65 + 10 \lg \frac{q}{q_0} + 10 \lg \frac{\Delta p_{\delta}}{\Delta p_0} \quad [dB],$$

ha: $\Delta p_{\delta} < 250$ Pa és

$$114/b. \text{ képlet. } L_w = 41 + 10 \lg \frac{q}{q_0} + 20 \lg \frac{\Delta p_{\delta}}{\Delta p_0} \quad [dB],$$

ha: $\Delta p_{\delta} \geq 250$ Pa. Az összefüggésekben q a térfogatáram $m^3 s^{-1}$ -ban, Δp_{δ} az össznyomás növekedés Pa-ban, $q_0 = 1 m^3 s^{-1}$; $\Delta p_0 = 1$ Pa.

Szellőzőrács:

$$115. \text{ képlet. } L_w = 10 + 30 \lg \xi + 60 \lg \frac{v}{v_0} + 10 \lg \frac{A}{A_0} \quad [dB],$$

ahol: ξ a rács veszteségtényezője, v az áramlási sebesség a rácson ms^{-1} -ban, A a rácsfelület m^2 -ben, $v_0 = 1 ms^{-1}$; $A_0 = 1 m^2$.

Csatornaelemek:

$$116. \text{ képlet. } L_w = 7 + 30 \lg \frac{\Delta p_{\delta}}{\Delta p_0} + 20 \lg \frac{D}{D_0} \quad [dB],$$

ahol: Δp_{δ} a csatornaelemen kialakuló nyomáscsökkenés Pa-ban, D a csatorna átmérője m-ben, $\Delta p_0 = 1$ Pa, $D_0 = 1$ m.

Excentrikusan forgó orsó:

$$117. \text{ képlet. } L_w = 193 + 20 \lg \frac{e}{R} + 20 \lg \frac{l}{l_0} + 60 Ma \quad [dB],$$

ahol: e az excentricitás m-ben, R az orsó sugara m-ben, l az orsó hossza m-ben, Ma az orsó kerületi sebessége szerinti Mach-szám, $l_0 = 1$ m.

1.4.3.3 Quadrupól források

Alapvetően *quadrupól jellegű források*:

- sűrített levegős készülékek és berendezések, pl. pneumatikus szállítás, fejtő- és légalapácsok, sűrített levegő-fúvókák (vö. monopólforrások!);
- armatúrák, szabályozók, szelepek, injektorok;
- sugárhajtóművek, rakéták (vö. monopólforrások!);
- tömítetlen csővezetékek és peremek;
- lefúvási folyamatok (pl. biztonsági szelepek gőzre);
- gőzsugaras berendezések;
- hűtőberendezések.

Biztonsági szelepek:

$$118. \text{ képlet. } L_W(A)_{h\acute{a}z} = 120 + 10 \lg \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} + 10 \lg \frac{p}{p_0} \quad [dB_A],$$

és

$$119. \text{ képlet. } L_W(A)_{lef\acute{u}v\acute{a}s} = 59 + 10 \lg \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} + 10 \lg \frac{p}{p_0} + 10 \lg \frac{T}{T_0} \quad [dB_A],$$

ahol: \dot{m} a tömegáram Mgh^{-1} -ban, p a szabályozott nyomás MPa-ban, T az áramló közeg hőmérséklete K-ben, $\dot{m}_0 = 1 \text{ Mgh}^{-1}$, $p_0 = 1 \text{ Mpa}$, $T_0 = 1 \text{ K}$.

Szabadsugár:

$$120. \text{ képlet. } L_W \approx (-51 \pm 3) + 20 \lg \frac{\rho}{\rho_0} + 80 \lg \frac{v}{v_0} + 10 \lg \frac{A}{A_0} \quad [dB],$$

ahol: ρ az áramló közeg sűrűsége a forrástartományban kgm^{-3} -ben, v a közepes áramlási sebesség a fúvóka kilépési keresztmetszetében ms^{-1} -ban, A a fúvóka kilépési keresztmetszete m^2 -ben, $\rho_0 = 1 \text{ kgm}^{-3}$, $v_0 = 1 \text{ ms}^{-1}$; $A_0 = 1 \text{ m}^2$.

Hőcserélő:

$$121. \text{ képlet. } L_W = 76 + 10 \lg \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} + 10 \lg \frac{p}{p_0} \quad [dB],$$

ahol: \dot{m} a tömegáram Mgh^{-1} -ban, p a tápnyomás MPa-ban, $\dot{m}_0 = 1 \text{ Mgh}^{-1}$, $p_0 = 1 \text{ MPa}$.

Torlósugár hajtóművek fúvókazaja:

$$122/a. \text{ képlet. } L_W = -44 + 20 \lg \frac{\rho}{\rho_0} + 80 \lg \frac{v}{v_0} + 10 \lg \frac{A}{A_0} \quad [dB],$$

ha: $v=300-900 \text{ ms}^{-1}$,

$$122/b. \text{ képlet. } L_w = 64 + 13,5 \lg \frac{\rho}{\rho_0} + 40 \lg \frac{v}{v_0} + 13,5 \lg \frac{A}{A_0} \quad [dB],$$

ha: $v=900-3000 \text{ ms}^{-1}$ és

$$122/c. \text{ képlet. } L_w = 97 + 10 \lg \frac{\rho}{\rho_0} + 30 \lg \frac{v}{v_0} + 10 \lg \frac{A}{A_0} \quad [dB],$$

ha: $v > 3000 \text{ ms}^{-1}$. Az összefüggésekben ρ az áramló közeg sűrűsége a forrástartományban kgm^{-3} -ben, v a közepes áramlási sebesség a fúvóka kilépési keresztmetszetében ms^{-1} -ben, A a fúvóka kilépési keresztmetszete m^2 -ben, $\rho_0=1 \text{ kgm}^{-3}$; $v_0=1 \text{ ms}^{-1}$; $A_0=1 \text{ m}^2$.

1.4.3.4 Akusztikai áttételek

Az akusztikus áttételekre vonatkozóan néhány jellegzetes értéket – csupán tájékoztató jelleggel – a következőkben lehet összefoglalni.

Monopólforrások:

- dugattyús kompresszor hosszú csővezetékének kisugárzása $5 \cdot 10^{-3}$;
- sziréna:
 - szinusz-sziréna $5 \cdot 10^{-1}$,
 - többrotoros szélessávú sziréna $(1,5-3) \cdot 10^{-1}$,
 - részvezérlésű sziréna $(0,8-2) \cdot 10^{-1}$,
 - statisztikus lyukeloszlású sziréna $1,4 \cdot 10^{-2}$;
- szakaszos működésű sugárhajtómű $(1-2) \cdot 10^{-2}$;
- hajócsavar (kavitáló) 10^{-7} ;
- égési folyamat $8 \cdot 10^{-8}$.

Dipólforrások:

- ventilátorok szélessávú zaja:
 - $\Delta p_{\delta} < 250 \text{ Pa}$ $3 \cdot 10^{-6}$,
 - $\Delta p_{\delta} \geq 250 \text{ Pa}$ $\Delta p_{\delta} 10^{-8}$;
- forgó sima henger $3 \cdot 10^{-7}$;
- turbulens határréteg csatornában $6,5 \text{ Ma}^3 \cdot 10^{-5}$;
- turbulens határréteg sík lemeznél $6 \text{ Ma}^3 \cdot 10^{-7}$;
- hajócsavar (nem kavitáló) $10^{-9}-10^{-8}$;
- örvényzaj $6 \cdot 10^{-6}-10^{-5}$;
- áramlásba helyezett testek (peremhangok) $\text{Ma}^3 \cdot 10^{-2}$;
- gőzturbinák (125-900 MW, 3000 min^{-1}) $10^{-6}-10^{-5}$;

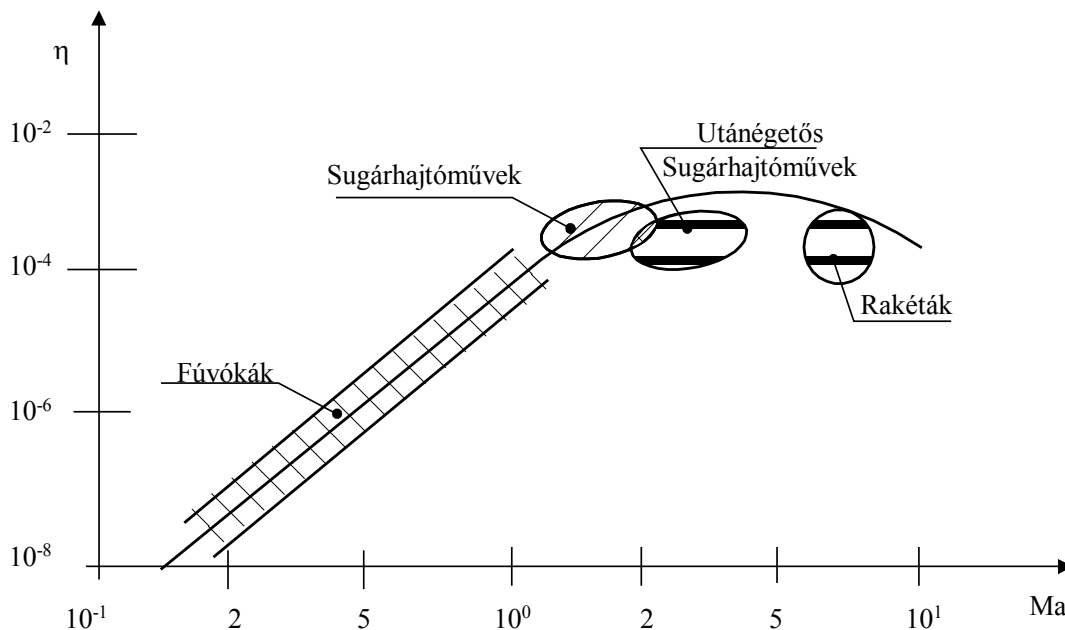
Szellőző rácsok:

123. képlet. $\eta = (2...5)10^{-11} \xi^3 \left(\frac{v_0}{v}\right)^3,$

ahol: ξ a rács veszteségtényezője; v a megfúvási sebesség ms^{-1} -ban; $v_0=1 \text{ ms}^{-1}$.

Quadrupólforrások:

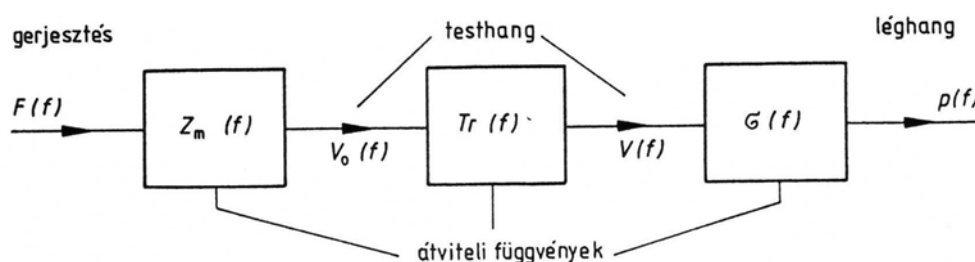
A hatások a Mach-szám függvényében általában az **52. ábra** szerinti függvénnyel jellemezhető.



52. ábra Quadrupólforrások akusztikai áttétele

1.4.4 A testhang-gerjesztésű zajforrások rendszere

A testhang-gerjesztésű zajokat mindig időben változó (belső vagy külső) erőhatások hozzák létre. A gerjesztést – léghang kisugárzás közötti kapcsolatot – a rendszer jellemzői határozzák meg, amelyeket az **53. ábra** vázlata foglal össze.



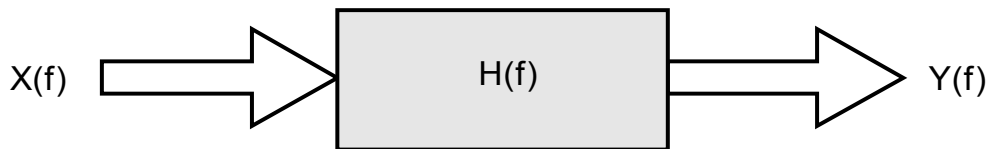
53. ábra A testhang-gerjesztési folyamat

Az $F(t)$ időben változó erő a gerjesztés helyén a szerkezeti elemben $v_0(t)$ testhang-

részecskesebességet gerjeszt a kapcsolat mechanikai impedanciájának (Z_m) megfelelően. Ez a testhang a szerkezet minden egyes pontjára átkerül, s annak átviteli függvénye (T_r) szerint a léghangot kisugárzó felületeken v részecskesebességként, majd a σ sugárzási tényezőnek megfelelően p hangnyomású léghangként jelenik meg. Így a gerjesztés és a léghangsugárzás közötti kapcsolat szinkép jellegű alakban:

124. képlet.
$$p(f) = \frac{T_r(f)}{Z_m(f)} F(f) \cdot \sigma(f).$$

Meg kell jegyezni, hogy az előzőektől függetlenül általános esetben e kapcsolatot meghatározza az ún. *átviteli függvény*, amely értelmezhető úgy is, hogy valamely $X(f)$ bemeneti mennyiség és annak hatására a szerkezet kimeneti oldalán jelentkező $Y(f)$ mennyiség viszonya (**54. ábra**). Az akusztika területén ez a gerjesztés és az annak hatására kialakuló válaszfüggvény.



54. ábra Átviteli függvény értelmezése

Gyakorlati vonatkozásban – messzemenően a mérési lehetőségek miatt (rezgésyorsulás és rezgésebesség!) – két változata terjedt el:

125. képlet.
$$H(f) = \frac{a(f)}{F(f)},$$

ill.

126. képlet.
$$H(f) = \frac{v(f)}{F(f)}.$$

Jelentősége, éppen a hibalehetőségek kiszűrése miatt, fokozott.

1.4.4.1 Impedanciák

A szerkezet gerjesztési helyén kialakuló rezgésebességet a *mechanikai impedancia* határozza meg, amely a szerkezetre ható erő és ennek hatására a talppontban (támadáspontban) kialakuló sebesség hányadosa:

127. képlet.
$$Z_m = \frac{F_{gerj}}{v} \quad [kg \ s^{-1}],$$

amely valós és képzetes részek összegeként is felírható, azaz.

128. képlet. $Z_m = R_m + jX_m$,

ahol: R_m a mechanikai ellenállás, X_m a mechanikai reaktancia.

Itt szükséges említést tenni arról, hogy a hanghullámok és a hangtér általános tárgyalásmódja esetén a jellemzők komplex mennyiségek, így a hangtér két legfontosabb jellemzőjének – a hangnyomásnak és a részecskesebességnek – a hányadosa is komplex szám. Ez a hányados a hullámellenállás vagy *fajlagos akusztikai impedancia*:

129. képlet. $Z_s = \frac{p}{u}$ $[Pa\ s\ m^{-1}; kg\ s^{-1}\ m^{-2}]$,

ahol: p a hangnyomás Pa-ban, u a részecskesebesség ms^{-1} -ban. Ugyancsak egy valós és egy képzetes rész összege:

130. képlet. $Z_s = R_s + jX_s$.

Ez utóbbiban R_s a fajlagos akusztikai ellenállás, X_s a fajlagos reaktancia.

A fajlagos akusztikai ellenállás azonos az akusztikai keménységgel:

131. képlet. $R_s = z = \rho_0 c$,

ahol: ρ_0 a közeg nyugalmi (statikus) sűrűsége kgm^{-3} -ben, c a hang terjedési sebessége ms^{-1} -ben.

A fajlagos akusztikai impedancia mellett értelmezhető még az *akusztikai impedancia* (Z_a) is, amely a hangnyomás és a térfogati sebesség hányadosa. Mivel ez utóbbi a közeg időegységenként átáramlott mennyisége a hanghullámok hatására egy meghatározott felületen:

132. képlet. $Z_a = \frac{P}{Su}$ $[Pa\ s\ m^{-3}; kg\ s^{-1}\ m^{-4}]$,

ahol a már ismerteken kívül S a felület m^2 -ben.

Az egyes impedanciák közötti összefüggések:

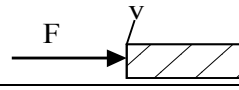
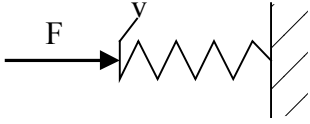
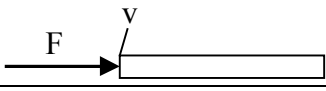
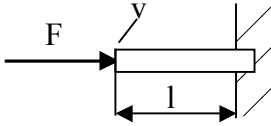
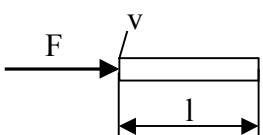
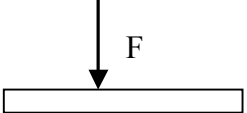
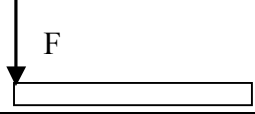
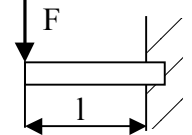
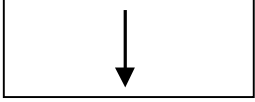

133. képlet. $Z_a = \frac{Z_s}{S}$,

ill.

134. képlet. $Z_m = Z_s S$.

Tájékozódás kedvéért néhány gyakrabban előforduló esetre a **7. táblázat** foglalja össze a mechanikai impedanciák meghatározására vonatkozó összefüggéseket. Ezeket műszaki irányelvek és tervezési segédletek is tárgyalják, ill. táblázatos paraméteres formában számszerűleg meg is adják, így adott esetben használatuk leegyszerűsödik.

7. táblázat A mechanikai impedanciákra vonatkozó összefüggések

merev tömeg		$Z_m = j\omega m$
tömeg nélküli rugó		$Z_m = \frac{k}{jm}$
végtelen hosszú rúd longitudinális gerjesztés		$Z_m = \frac{S}{\sqrt{E\rho}}$
rövid rúd, merev befogás longitudinális gerjesztés		$Z_m = -jS\sqrt{E\rho}ctg\sqrt{\frac{\rho}{E}}\omega l$
rövid rúd befogás nélkül longitudinális gerjesztés		$Z_m = -jS\sqrt{E\rho}tg\sqrt{\frac{\rho}{E}}\omega l$
végtelen hosszú rúd hajlító gerjesztés		$Z_m = 2\rho S c_{hj}(1+j)$
végtelen hosszú rúd hajlító gerjesztés		$Z_m = \frac{1}{2}\rho S c_{hj}(1+j)$
rövid rúd hajlító gerjesztés		$Z_m \approx \frac{Bk_{hj}^3}{j\omega}$
végtelen nagy lemez hajlító gerjesztés		$Z_m = 8\sqrt{D\rho h}$
véges méretű lemez hajlító gerjesztés		$Z_m \approx \frac{\rho h A_{lemez}}{4j\omega}$

Az összefüggésekben k a rugómerevség, S a rúdkeresztmetszet, E a rugalmassági modulus, ρ a rúd/lemez sűrűsége, ω a gerjesztési körfrekvencia, c_{hj} a hajlító hullámok terjedési sebessége a szerkezeti elemekben, B a hajlítási merevség, k_{hj} a hajlító hullámokra vonatkozó hullámszám, D a lemez hajlítási merevsége, h a lemezvastagság koherens mértékegységekben.

A hullámszám:

135. képlet. $k_{hj} = \frac{\omega}{c_{hj}}$,

és a gerjesztési körfrekvencia:

136. képlet. $\omega = 2\pi f$.

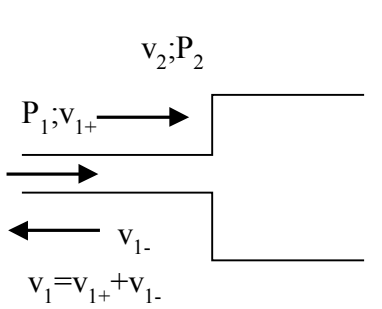
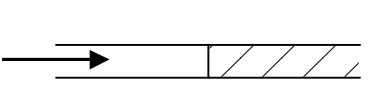
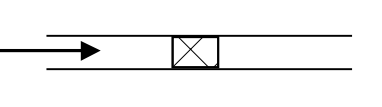
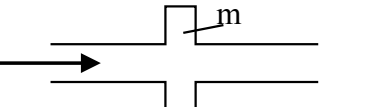
A hajlítási merevség mind rudak, mind lemezek esetén az alakváltozásból határozható meg a szilárdságtan általános összefüggései segítségével.

1.4.4.2 Átviteli tényező

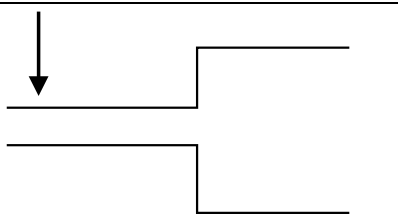
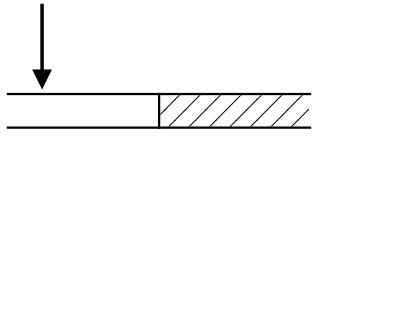
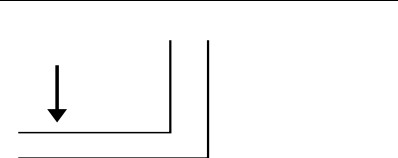
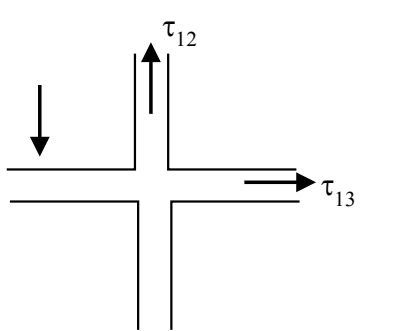
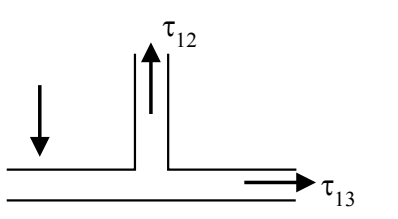
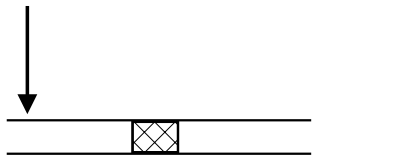
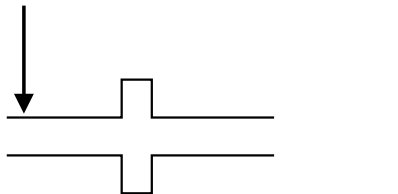
Az átviteli tényező az előzőek alapján a bemeneti és a kimeneti oldalon a gerjesztések hatására kialakuló rezgésebességek viszonya. A gyakrabban előforduló jellegzetes kapcsolatokra a 8. táblázat és a 9. táblázat közöl összefüggéseket, ezek azonban csupán egy-egy elempárra vonatkoznak. Soros, párhuzamos vagy vegyes kapcsolatok esetén az impedanciákra összegzésére vonatkozó általános szabályok szerint kell eljárni.

Összetett szerkezeteknél a rendszerre felírt differenciálegyenlet megoldása vezethet eredményre.

8. táblázat Átviteli tényezők jellegzetes kapcsolatokra

Longitudinális hullámok		
Keresztmetszet változás		$\tau = 4 \left(\sqrt{\sigma} + \frac{1}{\sqrt{\sigma}} \right)^{-2}$
Szerkezeti anyag változás		$\tau = 4 \left[\left(\frac{E_1 \rho_1}{E_2 \rho_2} \right)^{1/2} + \left(\frac{E_2 \rho_2}{E_1 \rho_1} \right)^{-1/2} \right]^{-2}$
Rugalmas közdarab		$\tau = \left[1 + \left(\frac{f}{f_a} \right)^2 \right]^{-1}$; $f_a = \frac{1}{\pi} \frac{1}{A_1 \sqrt{E_1 \rho_1}}$
Zárótömeg		$\tau = \left[1 + \left(\frac{f}{f_a} \right)^2 \right]^{-1}$; $f_a = \frac{1}{\pi} \frac{A_1 \sqrt{E_1 \rho_1}}{m}$

9. táblázat. Átviteli tényezők jellegzetes kapcsolatokra

Hajlító hullámok		
Keresztmetszet változás		$\tau = \left[\frac{\sigma^{-5/4} + \sigma^{-3/4} + \sigma^{3/4} + \sigma^{5/4}}{\frac{1}{2}\sigma^{-2} + \sigma^{-1/2} + 1 + \sigma^{1/2} + \frac{1}{2}\sigma^2} \right]$
Szerkezeti anyag változás		$\tau = \left[\frac{2\sqrt{\kappa\psi}(1+\kappa)(1+\psi)}{\kappa(1+\psi)^2 + 2\psi(1+\kappa^2)} \right]^2$ $\kappa = \sqrt[4]{\frac{\rho_2 E_1 K_1^2}{\rho_1 E_2 K_2^2}}$ $\psi = \frac{K_2 A_2}{K_1 A_1} \sqrt{\frac{E_2 \rho_2}{E_1 \rho_1}}; K_i = \frac{h_i}{12}$
Sarok		$\tau = 2(\sigma^{-5/4} + \sigma^{5/4})^{-2}$
Keresztezés		$\tau_{12} = \frac{1}{2}[\sigma^{-5/4} + \sigma^{5/4}]^{-2}$ $\tau_{13} = \frac{1}{2}[1 + 2\sigma^{5/2} + \sigma^5]$
Elágazás		$\tau_{12} = (\sqrt{2}\sigma^{-5/4} + \sigma^{5/4}/\sqrt{2})^{-2}$ $\tau_{13} = \left(2 + 2\sigma^{5/2} + \frac{1}{2}\sigma^5\right)^{-1}$
Rugalmas közdarab		$\tau = \left[1 + (f/f_u)^3\right]^{-1}$
Zárótömeg		$\tau = 1, \text{ ha } f < 0,5 f_s$ $\tau = \left(1 + \frac{f}{f_u}\right)^{-1}, \text{ ha } f > 2 f_s$

A 8. táblázat- 9. **táblázat** összefüggéseiben:

$$\text{lemezeknél: } \sigma = \frac{h_2}{h_1},$$

$$\text{rudaknál: } \sigma = \frac{S_2}{S_1}.$$

A 9. **táblázat** rugalmas közdarab esetén az alsó határfrekvencia:

$$137. \text{ képlet. } f_u = \left(\frac{G_F^2}{1,8 \pi^2 \rho_1 \sqrt{E_1 \rho_1 h_1 l_F^2}} \right)^{1/3} = \left(\frac{G_F^2}{2 \pi^3 \rho_1 \sqrt{E_1 \rho_1 K_1 l_F^2}} \right)^{1/3}.$$

Zárótömeg esetében:

$$138. \text{ képlet. } f_s = \frac{1}{2\pi} \frac{K_1}{K^2} \sqrt{\frac{E_1}{\rho_1}}$$

és

$$139. \text{ képlet. } f_u = \frac{2 \rho_1 S_1^2 K_1 \sqrt{E_1 \rho_1}}{\pi m^2}.$$

1.4.4.3 Sugárzási tényező

A sugárzási tényező általános alakban:

$$140. \text{ képlet. } \sigma = \frac{P}{\rho c S \bar{v}^2},$$

ahol: P a kisugárzott hangteljesítmény, S a sugárzó felület, \bar{v}^2 a rezgő felületen kialakult részecskesebesség négyzetes átlaga, c a környezetre vonatkozó helyi hangsebesség, ρ a környező közeg sűrűsége.

Öntött kivitelű házzal rendelkező gépszerkezeteknél (motorok, sebességváltók, szivattyúk stb.) a sugárzási tényező jó közelítéssel 1, ha $k_0 l > 3$ (k_0 a környezetre vonatkozó hullámszám, l a szerkezet főmérete), mélyebb frekvenciákra $\sigma < 1$. Könnyű szerkezetes házak esetén a sugárzási tényező meghatározása külön vizsgálatot igényel.

Lemezszerkezetekre:

végtelen nagy lemezre: $\sigma \approx 0$, ha $f < f_h$,

$$141. \text{ képlet. } \sigma = \frac{1}{\sqrt{1 - (k_{hj}/k_0)^2}}, \text{ ha } f \approx f_h;$$

peremén befogott lemezre: $\sigma \approx 1$, ha $f > f_h$,

$$142. \text{ képlet. } \sigma = \frac{U c_0}{\pi^2 S f_h} \sqrt{\frac{f}{f_h}}, \text{ ha } f < f_h$$

ahol: U a lemez befogási kerülete, S a lemez felülete;
merevített (bordázott) lemezre: $\sigma \approx 1$, ha $f > f_h$,

$$143. \text{ képlet. } \sigma \ll \frac{U c_0}{\pi^2 S f_h} \sqrt{\frac{f}{f_h}}, \text{ ha } f < f_h.$$

A határ- vagy kritikus frekvencia az egybeesés (koincidencia) jelenséggel összefüggésben:

$$144. \text{ képlet. } f_h = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m''}{B}},$$

ahol: c_0 a környezetre vonatkozó helyi hangsebesség, m'' a lemez felületegységére vonatkozó fajlagos faltömeg, B a hajlítási merevség az alábbiak szerint:

$$145. \text{ képlet. } B = \frac{E}{1 - \mu^2} \frac{h^3}{12}.$$

Ez utóbbi összefüggésben E a rugalmassági modulus, μ a *Poisson* tényező és h a lemezvastagság. Ennek megfelelően a gerjesztés és a léghangszugárzás közötti kapcsolat színekép jellegű alakban:

$$146. \text{ képlet. } p(f) = \frac{Tr(f)}{Z_m(f)} F(f) \cdot \sigma(f).$$

A rendszerezés mind a gerjesztés jellege, mind az átmeneti függvények bármelyike alapján elvégezhető, célszerűbb azonban a rezgésstanban kialakult gyakorlatnak megfelelően eljárni, s magát a szerkezetben kialakuló rezgést leíró differenciálegyenletet figyelembe venni. Így meg lehet különböztetni lineáris és nemlineáris, ill. ez utóbbin belül pl. rheoloneáris, öngerjesztett és reprodukív rezgéseket (testhangokat). A továbbiakban ezzel nem foglalkozunk, mivel ez a *Szerkezetek dinamikája* c. területhez tartozik.

Röviden célszerű azonban a gerjesztések jellegét összefoglalni.

1.4.4.4 Gerjesztések

Szabad tömegerők okozta gerjesztések esetén a színekép vonalas. A gerjesztés tetszőleges esetben:

147. képlet. $F = n^2 m (A_1 \sin \omega t_1 + A_2 \sin \omega t_2 + \dots + A_i \sin \omega t_i),$

ill. körmozgásnál:

148. képlet. $F = e \cdot m \cdot \omega^2 \sin \omega t$

alakban írható fel, ahol ω az n fordulatszámából adódó gerjesztési körfrekvencia, m a kiegyensúlyozatlan tömeg, e a súlypont excentricitása.

Az ok rendszerint nem kívánatos kiegyensúlyozatlanság (pl. forgórészek), periodikusan működő hajtás (pl. textilipari gépek), szándékos tömegelő (vibrációs berendezések: rázócsúzdák, -sziták, sűrítők stb.).

Ütközések okozta gerjesztéseknél a színek az:

149. képlet. $f \approx \frac{1}{2\tau}$

értékig szélessávú (τ az ütközés időtartama). Főként olyan folyamatoknál vagy szerkezeteknél fordul elő, ahol az ütközések meghatározó szerepet játszanak (pl. kovácsolás, szegecseles, gravitációs anyagmozgatás, homokformázás, gépírás), de a konstrukcióból is adódhatnak (pl. pozicionálás, elemek közötti játék).

Az időben változó erőhatásokra visszavezethető gerjesztéseknél periodikus folyamatokban a színek vonalas, egyébként folytonos. Oka lehet:

- gépalkatrészek közötti erőhatás (fogaskerékpárok, gördülőcsapágyak, villamos motorok stb.);
- munkadarab és szerszám közötti erőhatás (forgácsoló megmunkálások, hidegalakítás stb.);
- gép és közeg közötti erőhatás (szivattyúk, sűrítők, belsőégésű motorok stb.).

Öngerjesztés során mindig tisztahangok lépnek fel. Rendszerint mechanikus fékek, forgácsoló megmunkálásoknál, siklócsapágyaknál, íven haladó kötőtpályás járműveknél kell kialakulásával számolni.

Testhang-gerjesztést jelenthetnek *áramlási folyamatok* is. Az elsődleges ok ekkor léghang-gerjesztés (részletesen lásd a **1.4.1!**).

1.4.5 Alapvető szerkezeti zajforrások

A műszaki területen széles körben alkalmazott szerkezeti egységek és berendezések zajforrásai közül számosat tipikusnak lehet tekinteni, s ismeretük alapján, természetesen kiegészítve és az adott területre értelmezve, bármely szerkezetnél is alkalmazhatók. Ilyenek pl. a csapágyazások és a különféle hajtásmódok, a villamos gépek, a légtechnikai berendezések, valamint a hidraulikus és pneumatikus rendszerek. Részletes tárgyalásukra itt nem kerülhet sor, csupán vázlatos összefoglalásukra.

1.4.5.1 Csapágyak és csapágyazások

Csapágyakat forgó-, lengő vagy egyéb irányban elmozduló elemek alátámasztására és vezetésére alkalmazunk. Ezek sikló- és gördülőcsapágyak lehetnek.

1.4.5.1.1 Siklócsapágyak

A zajforrást a súrlódási állapot határozza meg, amely száraz-, vegyes- vagy folyadéksúrlódás lehet. Az első kettő alapvető üzemeltetési (pl. kenőanyag hiánya) vagy tervezési hibára (hordképes kenőanyag réteg hiánya) utal, jelentős zajhatással jár, és üzemszerűen nem fordulhat elő. Folyadéksúrlódás esetén a forrás intenzitása jellemzően kicsi, s azt a szerkezetből származó egyéb források elfedik.

1.4.5.1.2 Gördülőcsapágyak

A siklócsapágyakhoz hasonlóan, azonos okok miatt, zajforrásként rendszerint nem jelentősek, de rezgéskeltő hatásuk miatt (rezonanciák!) azzá válhatnak. A gerjesztés a csapágy elemeinek radiális és axiális irányú rezgése, amelyek részben technológiai, részben konstrukciós eredetűek. A gerjesztő frekvenciák száma jelentős (csapágyanként is több), ezért veszélyes rezonanciák alakulhatnak ki, de ezeket kisebb átalakításokkal, beavatkozásokkal kezelni lehet.

1.4.5.2 Hajtások

Az egyes hajtástípusok zajmagatartásának ismerete azért is lényeges, túl alkalmazási gyakorlatukon, mivel meghatározó lehet a teljes kapcsolt rendszerre.

1.4.5.2.1 Erőzáró hajtások

A kötél-, laposszíj-, ékszíj- stb. hajtásmódok sorolhatók ide.

Zajforrásaik minden esetben valódi hangforrások, helyüket és jellegüket a működésmód határozza meg. Helyileg lehet bármely elem vagy ezek, ill. kapcsolódásuk környezete (tárcsák, kötélágak, felfekvési zóna), jellegüket tekintve mind léghang-, mind testhang-gerjesztés fellép.

Léghang-gerjesztésű:

- a forgó-haladó mozgást végző hajtáselemek által a nyugalmi környezetben keltett zavarás miatti futási zaj;
- a szíj vagy kötél és a tárcsák közé (felfutásnál) behordott levegő (párnahatás) kiáramlása következtében előálló felfutási zaj (ékszíjhajtásnál nincs).

Testhang-gerjesztésű:

- a hajtóelemek közötti szakaszos relatív mozgás (kúszár) eredményezte súrlódási zaj;
- a szíj (kötél, ékszíj stb.) transzverzális rezgéséből származó lengési zaj;
- laposszíj-hajtásnál (esetleg kötélhajtásnál) a szíjágak összeverődése nyomán kialakuló ütközési zaj;
- a végtelenítésnél kialakított kötés és a tárcsák közötti kapcsolódási impulzus hatására a kapcsolódási zaj (ékszíjhajtásnál elmarad).

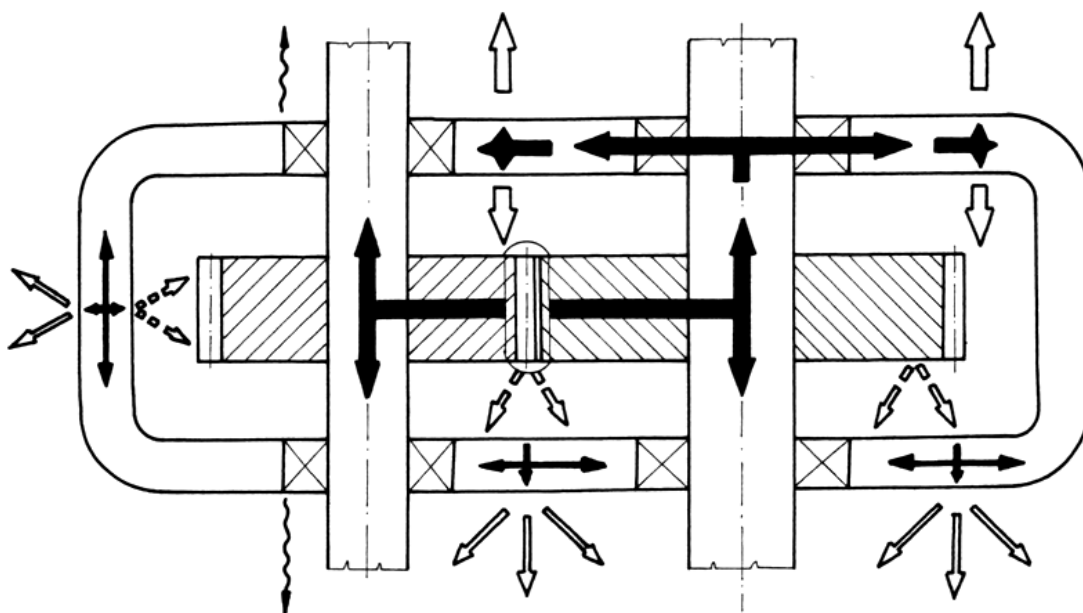
Az említettek közül e két utóbbi zajforrás csak esetenként, üzemeltetési, konstrukciós vagy technológiai hiba miatt alakulhat ki. Meghatározónak a futási és a súrlódási zaj tekinthető.

1.4.5.2.2 Lánchajtások

Gyakorlati tapasztalatok szerint valamennyi hajtástípus közül a legzajosabb. A zaj keletkezésének alapvető oka a hajtás egyes elemeinek ütközésszerű kapcsolódása ($\Delta v \neq 0$). A lánckerék poligon jellegéből következik ugyanis, hogy a lánckerék és a belépő lánctag kapcsolódási pontjaiban a két elem sebessége nagyság és irány szerint is eltérő. Ez a láncot és a lánckereket is rezgésbe hozza, amelyek az ütközési energia jelentős részét a környezetbe zajként kisugározzák. A gerjesztés két eleme a kapcsolódási és a kötélág impulzus. Utóbbi a lánckerék fogainak változó terheléséből adódik.

1.4.5.2.3 Fogaskerék-hajtások

Zajuk a gerjesztő hatásokon túl a ház (szekrény) tulajdonságaitól is függ. A gerjesztés a fogaskerék-pár kapcsolódásából származik, amelyből kiindulva a rezgés testhangként a keréktesteken, a tengelyeken és a csapágyakon keresztül a szekrény falaira kerül (**55. ábra**).



55. ábra Fogaskerék-hajtómű lég- és testhang-gerjesztése

A fogaskerek rezgése a kapcsolódási viszonyokból eredően az általánosan alkalmazott evolvens fogazatoknál három impulzus típusra vezethető vissza.

A kapcsolódási impulzus az egyes fogpárok kapcsolódásba kerülésénél jelentkezik. A belépő fogpár a már kapcsolatban lévőket által hordott terhelés egy részét felveszi, ezek terheletlen helyzetük felé hajlanak, így a keréktestnek a forgásiránnyal ellentétes tangenciális gyorsulást adnak. (Az általános esetnek megfelelően az összkapcsolószám $\varepsilon_p > 1!$) Ezért az újonnan kapcsolódásba került fog nem tud simán kapcsolódni, nekiütődik a másik fognak. Ez egy-egy impulzust jelent mindkét elemre nézve. Speciális esete az egyedi kapcsolódási vagy kilépési impulzus, amikor $1 < \varepsilon_p < 2$ esetén az egyik fogpár a kapcsolódásból kilép, s a következő a terhelést egyedül veszi át.

A gördülőköri impulzust a súrlódási erők irányának a kapcsolóvonal mentén történő megváltozása okozza, amely a keréktestet a kapcsolódási frekvenciának megfelelően gerjeszti. A kapcsolódási folyamat során a fogak egymáson elcsúsznak. A fogpárok között az erőátadás során a kerületi erő támadáspontja a hajtó elemnél a foglábról a fogfejre, a hajtótól a fogfejről a foglára vándorol. Ez a terhelésváltozás elősegíti a fogak közötti csúszást ($\Delta v = v_{rel}$), amely a kapcsolódás kezdetén és végén éri el a maximális értéket, közben – a tervező által megadott helyen, pl. a főpontban – zérus. Itt a csúszás és a súrlódó erő iránya is megfordul, létrejön a gördülőköri impulzus, amelynek iránya merőleges a kapcsolóvonalra.

A hibaimpulzus a fogaskerék gördülőköre mentén mutatkozó periodikus és egyedi hibák hatására alakul ki. Rendszerint osztáseltérés okozza, de egyéb hiba (pl. profilhiba) is előidézheti. A hibahelynél a kapcsolódási folyamatban ugrásszerű változás következik be, amely rezgést és zajt gerjeszt.

A súrlódási zaj csak mozgásvitelt megvalósító hajtóműveknél (pl. műszer mechanizmusok) számottevő, teljesítmény-hajtóműveknél elhanyagolható.

A zajhatásokat és ezzel a zajforrásokat összességében a fogazatgeometriai, technológiai, üzemi, konstrukciós és hibatényezők kölcsönhatása szabja meg. Hangsúlyozni kell azonban, hogy minden olyan fogazati hiba, amely a fogazathatárok be nem tartásából származik (alámetszés, interferencia, fogkihegyesedés, kapcsolószám elégtelenség), a kapcsolódási folyamatban jelent romlást, s ezzel a zajhatást is növeli.

Különleges hajtások (fokozatmentes hajtóművek, fogaskerék bolygóművek, hullámhajtóművek stb.) zajforrásai az előzőek figyelembevételével határozhatók meg.

1.4.5.3 Villamosgépek

Meghatározó zajforrás a transzformátor és a villamos forgógép (egyen- és váltóáramú motorok, dinamók, generátorok), alárendelt jelentőségűek a kapcsoló-berendezések.

1.4.5.3.1 Transzformátorok

Alapvető összetevő a mágneses és az aerodinamikai eredetű (hűtési) zaj.

A mágneses zaj az indukció változásának következménye, közvetlen oka a magnetostrikció jelensége, amely a vasmagot rezgésbe hozza (a *magnetostrikció a ferromágneses anyagoknak az a tulajdonsága, hogy mágneses térben alakváltozást szenvednek*). A kialakuló rezgés frekvenciája a hálózati frekvencia kétszerese, azaz Európában 100 Hz. Ez a rezgés járulékos zajt is okozhat a járom és az oszlop illesztési helyein, de zajforrás lehet az egyenlőtlen indukció eloszlás is (harmonikusok intenzitásának növekedése!).

Hűtési zajjal teljesítménytranszformátoroknál kell számolni. Olajhűtésnél a vasmag rezgése gyakorlatilag csillapítás nélkül átkerülnek a transzformátoredény falára, így azokat már egy megnövekedett felület sugározza ki. A kényszerhűtés további növekedést jelent.

1.4.5.3.2 Villamos forgógépek

A forrás mechanikai, áramlási és mágneses eredetű.

A mechanikai zajok a csapágyazásból, a forgórész kiegyensúlyozatlanságából, a nem megfelelő felállításból származnak. Ide sorolható a kefezaj is, amely csúszógyűrűs motoroknál nem számottevő, kommutátorosoknál viszont csak üresjáratban érdekes.

Az áramlási zajok közvetett vagy közvetlen úton a forgórész mozgásának és a hűtési rendszernek a következménye. Színképe vegyes, nagysága 20 kW tengelyteljesítmény felett meghatározó. Kényszerszellőztetés esetén a zaj nagysága a ventilátornak megfelelően nő.

A mágneses zajok oka a légrésindukció periodikus változása, amely az álló- és a forgórész között mechanikai feszültséget – ezzel változó erőhatásokat – hoz létre (testhangok!). Komponensei a *Maxwell*-féle, a *Lorentz*-féle és a magnetostrikciós erők.

Félvezető változtatható fordulatszámú hajtásoknál fokozott zaj jelentkezhet, de ennek nagysága az alkalmazott megoldás (beavatkozás a primer vagy a szekunder oldalon) függvénye.

1.4.5.3.3 Kapcsolóberendezések

A forrás impulzus jellegű. Eredete a gyorsan mozgó nagy intenzitású érintkezők ütközése, valamint a kapcsolási folyamatnál a húzott ív kioltási folyamata.

A szakaszoló kapcsolási zaja a megszakítókénál általában kisebb. A kisfeszültségű készülékek zaja gyakorlatilag elhanyagolható.

1.4.5.4 Légttechnikai berendezések

Zajforrások a rendszerbe beépített szerkezetek (villamos motorok, ventilátorok, vezérlő egységek stb.), továbbá a hálózatban kialakuló áramlás.

1.4.5.4.1 Ventilátorok

Zajuk mechanikai és áramlási eredetű.

A mechanikai zaj forrása a csapágyazás és a kiegyensúlyozatlanság. Előbbivel már összefoglalóan foglalkozott a **1.4.5.1**). A kiegyensúlyozatlanság a forgási frekvenciával megegyező rezgéseket gerjeszt a teljes rendszerben, s ebből a szempontból különösen veszélyes az általában könnyűszerkezetes ház. A mechanikai eredetű zajok 25 ms^{-1} kerületi sebesség, ill. kb. 25 kW teljesítmény felett rendszerint alárendelt szerepet játszanak.

Az áramlási zaj egy folytonos szélessávú zajból és az arra szuperponálódó tisztahangokból áll (vegyes színekép). A folytonos szélessávú zajok dipól jellegű elemi források halmaza, amelyet az örvényleválás és a turbulens áramlás (sztohasztikus gerjesztés) okoz. Az örvényleválás váltakozó nagyságú és irányú erőhatásokat ébreszt a lapátokon. Maga az örvényleválás a lapátok két oldaláról lelépő áramlások közötti sebességkülönbségek hatására alakul ki. A *turbulencia* a járókerék lapátjait érő megfúvási sebesség nagyságát és a hozzááramlás irányát, azaz az állásszöveget teszi változóvá. Ez a lapátra ható erő nagyságának és irányának ingadozását eredményezi, testhangok alakulnak ki. E kettő közül döntő az örvényleválás, amely a tervezett munkapont környezetében a legkisebb. A tisztahangokat a forgás és az egymásra hatás eredményezi (periodikus gerjesztés). A *forgási zaj* oka a járókerék síkjában a lapátok áthaladásakor jelentkező nyomásingadozás (a járókerék körül kialakuló relatív áramkép közel stacioner, az abszolút viszont periodikusan változó). Az *egymásra hatás* oka a járókerék lapátjai körül kialakuló relatív nyomásingadozás, amelyet a ventilátor valamely álló eleme hoz létre (pl. támasztóborda, terelőlapát). Speciális esete a *nyelvhang*. A kialakuló zaj nagysága a tengelyteljesítmény, a létrehozott nyomásnövekedés és a térfogatáram függvénye.

1.4.5.4.2 Léghűtők

Típusaik a megkívánt hűtőteljesítmény függvényében lehetnek zártkörös, ventilátoros és természetes huzatúak, ill. ezek kombinációi.

A *zártkörös léghűtők* zaját gyakorlatilag a ventilátor és a hajtómotor, ill. a hűtőkompresszor határozza meg.

A *természetes huzatú léghűtők* (ipari hűtőtornyok) meghatározó zajforrása a vízcseppek lehullása.

A *mesterséges huzatú hűtőtornyoknál* a zajforrás az előbbi típuséval azonos, de ezen felül még a ventilátor, valamint az azt meghajtó hajtómű és villamos motor is szerepet játszik.

1.4.5.4.3 Hálózati zaj

A rendszerben kialakuló légáram hozza létre, a légtechnikai berendezések saját zajának is tekinthető. A zajforrás a hálózati szerelvények (rácsok, diffúzorok, szabályozó szelepek, csőidomok, elágazások stb.) keltette turbulens áramlás. Meghatározó összetevői:

- a rácszaj;
- a fojtászaj és
- a diffúzorzaj.

További zajforrást jelentenek a hálózatba beépített nyomákszabályozók, csillapítótagok, keverőkamrák és maga a kilépés is a szabályozott térbe.

1.4.5.5 Hidraulikus és pneumatikus berendezések

Hidraulikus és pneumatikus berendezéseket erőátviteli, valamint szabályozás- és vezérléstechnikai célokra alkalmaznak. Utóbbi kettő zaja gyakorlatilag néhány kivételtől eltekintve alárendelt.

Jellemző zajforrásaik:

- csővezetékek;
- szabályozó- és vezérlő egységek;
- hidraulikus szivattyúk és motorok;
- légsűrítők és légmotorok;
- kifúvás.

A *csővezetékek zaja* hidraulikus rendszerekben számottevő lehet, pneumatikus hálózatoknál alárendelt. Oka a kavitáció és a turbulens áramlás.

A *szabályozó- és vezérlő egységekben* a forrás mechanikus, áramlási és aerodinamikus okokra vezethető vissza. Jelentős szerepet játszik itt is a kavitáció.

Hidraulikus szivattyúk és -motorok esetén meghatározó a működési mód, s az ebből eredő térfogatszállítási egyenlőtlenség, de számottevő lehet a kavitáció és az esetenként kialakuló impulzusszerű nyomáskiegyenlítődé, ill. gázkiválás (oldott gáz a közegben).

Légsűrítők és légmotorok zajforrásai közül legjelentősebb (gyakorlatilag a meghatározó) a kifúvási folyamat, de nem elhanyagolható el a szívás sem. Esetenként jelentős lehet a megmunkálásnál jelentkező ütközés (pl. dugattyú és szerszám ütközése, szerszám és munkadarab ütközése), továbbá a be- és kikapcsolódási folyamat is.

1.5 Zaj hatása az emberre (Muntág András)

Dunaújvárosi Főiskola, Dunaújváros

1.5.1 Bevezetés

A hang észlelése életünk szükséges és fontos jelensége. A beszélgetés, a játszó gyermekek hangjai, a zene, a természet hangjai parkokban, erdőben – ezek mindennapjainkban gyakran előforduló példák. A hangok azonban – bizonyos hangok, ill. bizonyos körülmények között – zavaróak lehetnek számunkra. Erről szól ez a fejezet.

A hang zavaró hatása – a WHO által elfogadott meghatározás szerint – a szervezet morfológiai és fiziológiai változása, amely funkcionális teljesítménynek vagy a járulékos stresszhatások vagy más környezeti jelenségek kompenzálásának képességében való romlásában mutatkozik. Ez a tudományos igényű megfogalmazás azt jelenti, hogy az a hang zavaró, amely hallásunkat és más, a szervezetünkben lejátszódó folyamatokat károsan befolyásol. Ennek következtében romlik az a képességünk, hogy további környezeti hatásokat elviseljünk, ill. ellenálljunk hatásuknak. Ez a meghatározás magában foglalja szervezetünk fizikai, pszichológiai vagy szociális működésének minden időszakos vagy tartós (negatív irányú) változását.

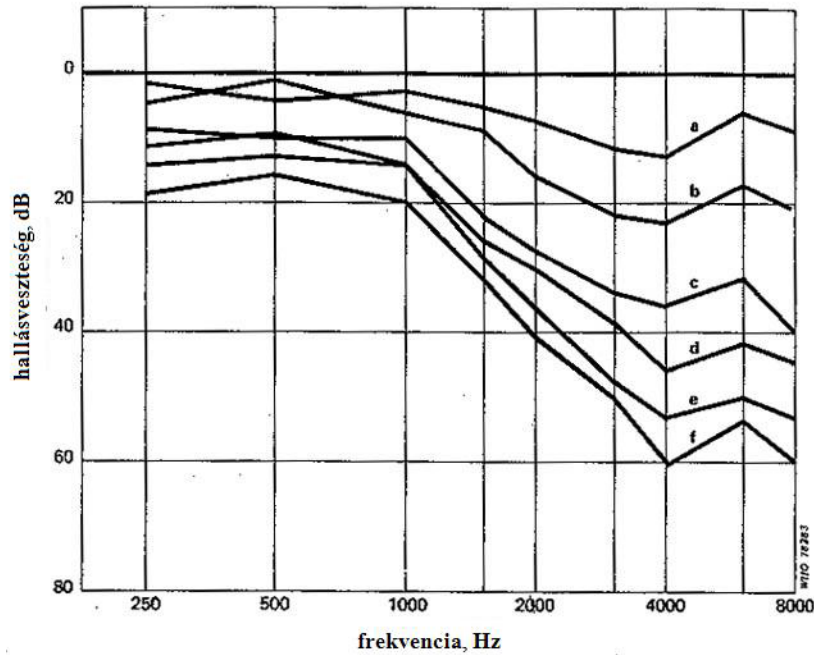
A zaj zavaró hatásait a következő szakaszokban külön tárgyaljuk. Ezek a hatások:

- zaj okozta halláskárosodás;
- a beszédértés romlása;
- az alvás és pihenés zavarása;
- a pszichofizikai és a mentális teljesítmény romlása;
- a szociális magatartásunkra való hatás.

Foglalkozunk ezen kívül a különösen veszélyeztetett csoportokkal, valamint a különféle zajok kombinált hatásaival is.

1.5.2 Zaj okozta halláskárosodás (hearing impairment)

A halláskárosodást általában a hallásküszöb emelkedéseként értelmezzük. Ennek meghatározása hallásküszöb-méréssel (audiometria) történik. A nagyothallás a halláskárosodásnak az a foka, amely már akadályozza a mindennapi életben való tájékozódást. Ennek mértékét adott háttérzaj mellett mérhető beszédérthetőségi index segítségével fejezzük ki. A halláskárosodás jelentősen függ a zajhatás éveitől (**56. ábra**). 1998-as adat szerint a világon mintegy 120 millió ember szenved valamilyen mértékű halláskárosodásban. 1995-ös vizsgálatok azt mutatják, hogy nincs különbség férfiak és nők halláskárosodási kockázatában.



56. ábra Halláskárosodás a zajhatás éveinek függvényében (203 bányász átlagos audiogramja)

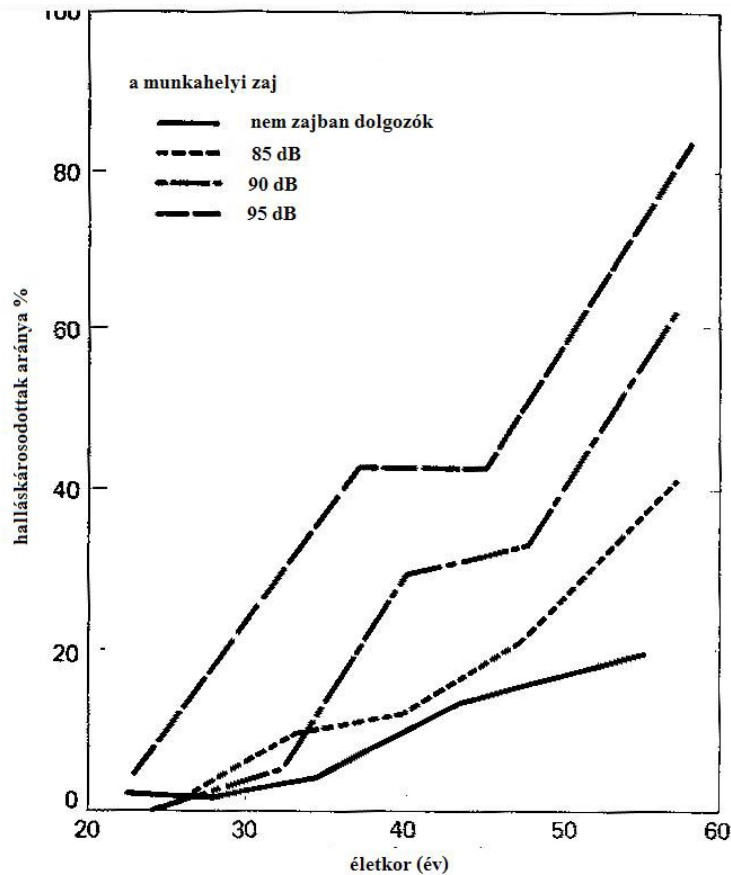
A zajon kívül betegségek, vegyi anyagok, ototoxikus drogok, agyrázkódás, baleset is okozhat halláskárosodást, továbbá örökletes is lehet. A hallásképesség beszűkülése az öregedéssel *per se* vele jár (*presbycusis*). Jelen tudásunk a zaj fiziológiai hatásairól laboratóriumi állatkísérleteken alapul. A zajhatás utáni első morfológiai nyomok rendszerint a cochleában (a belsőfülben, a csigában) jelentkeznek: belső és külső hallósejtek (szőrsejtek) „kiégnek” és meghajlanak. További behatás esetén a magas frekvenciás átvitelért felelős sejtek hiánya tapasztalható.

A zaj okozta halláskárosodás kockázatának számítására nemzetközi módszer létezik. Ez a módszer a folyamatos, intermittáló és impulzusos zajok miatti együttes károsodás valószínűségét becsli. A zajterhelést a 8 órás munkaidőre vonatkozó L_{Aeq} ($L_{Aeq,8}$) értékével fejezzük ki. A módszer ennek az értéknek és az 500 Hz – 6 kHz közötti tartományban várható károsodás valószínűsége közötti összefüggést adja meg 40 év zajhatási időtartamon belül. E szerint a legsúlyosabb a 3-6 kHz közötti tartományban a várható károsodás, 4 kHz-en található csúcserkével. Növekvő zajterheléssel ($L_{Aeq,8}$) és behatási idővel a károsodás kiterjed az alacsonyabb frekvenciatartományra is. 75 dB-nél kisebb értékek esetén még hosszú behatási idő esetén sem mutatható ki halláskárosodás. Ez az érték megegyezik a WHO által 1980-ban ajánlott küszöbvel.

A vonatkozó szabvány a halláskárosodást statisztikai fogalmak segítségével fejezi ki (medián, percentilek 0,05 és 0,95 között). A halláskárosodás mértéke függ a terhelés mértékétől ($L_{Aeq,8}$), a behatás éveinek számától és az életkortól (**57. ábra**). Magas terhelés esetében az egyéni érzékenységnek nagyobb szerepe van a halláskárosodás kiterjedésének mértékében. A terhelés napi időtartamának 8 órán túli növelésének hatása jól közelíthető a magasabb behatási idő felé való extrapolációval. Az eredmények azt mutatják, hogy ebben az esetben a zajadag energia szerinti kumulálódásának hatása jelentkezik. Ez pl. 16 órás napi terhelés esetében az $L_{Aeq,8}$ 3 dB-lel való növelését jelenti:

150. képlet. $L_{Aeq,16} = L_{Aeq,8} + 10 \log(16/8) = L_{Aeq,8} + 3 \text{ dB}$.

24 órás napi terhelés hasonlóképpen számolva 5 dB növelést jelent.



57. ábra Halláskárosodott dolgozók aránya átlagos hallásvesztés alapján (US National Institute for Occupational Safety and Health, Lampert & T. L. Henderson, 1973)

Mivel a zaj okozta halláskárosodásnak az egyetlen, nemzetközileg elfogadott módszere található a vonatkozó ISO szabványban, folyik a munka annak vizsgálatára, hogy ez a módszer alkalmazható-e a munkahelyi zaj területén kívül is: környezeti zajra, pihenőidőre stb. Nyilvánvaló hasonlóság mutatkozik pl. a lövészet okozta halláskárosodással: $L_{Aeq,24}$ esetében 80 dB-ig hasonló halláskárosodás mutatható ki, mint munkahelyi zaj esetén. Azok a kutatások is, amelyekben a motorsportban tapasztalható halláskárosodást vizsgálták, a vonatkozó ISO szabvánnyal egyező eredményekhez vezettek. Vizsgálták fiatal felnőttek és 12 év feletti gyerekek különféle környezetben való szórakozási szokásait, melyben popzene, diszkólatogatás és koncertek is szerepeltek. A popzene hallgatási módja (élőzene, gépzene, fülhallgatóval stb.) is tárgya volt a kutatásoknak. Más vizsgálatok fúvóegyüttesek és szimfónikus zenekar hatására fókuszáltak. Ha ezen eredményeket azonos terhelési időre vonatkoztatjuk, nem mondanak ellent a vonatkozó ISO szabvány közelítésének.

Az említett vizsgálatokban a zajterhelés karakterisztikáját jól körülírták tartamában, szintjében és színekében. További publikációk számolnak be olyan vizsgálatokról, amely specifikus, nem munkahelyi zajterhelés halláskárosodásra gyakorolt hatását kutatták, ezekben azonban a zaj jellemzése nem kielégítő. Szerepel lövészet, motorozás, motoros szánkózás, zenehallgatás koncerten és fülhallgatóval, zajos játékok, tűzijáték stb. Bár ezen

zajok fizikai jellemzése hiányos, úgy tűnik, mindegyik $L_{Aeq,24} > 70$ dB szintű volt.

Ezekkel ellentétben azok a vizsgálatok, amelyekben a 24 órás terhelés $L_{Aeq,24} < 70$ dB volt, nem sikerült halláskárosodást kimutatni. Ezek az eredmények arra mutatnak, hogy az emberek túlnyomó többségének (>95%) hallása az ilyen terhelésre nem károsodik. A másik levonható tanulság e vizsgálatokból az, hogy úgy tűnik, a vonatkozó ISO szabvány módszere a 70 dB fölötti terhelések esetén használható a munkahelyi zajon túl más eredetű zaj okozta károsodás becslésére is.

Bár a fenti vizsgálatok arra utalnak, hogy a vonatkozó ISO szabvány módszere környezeti és szórakozóhelyi zajok esetében is használható, hiányoznak azok a nagy populációra kiterjedő vizsgálatok, amelyek megerősíthetnék ezt a feltevést. Ha figyelembe vesszük a tanulmányok korlátait, a következő megállapításokat tehetjük:

- az állatkísérletek arra mutatnak, hogy a gyermekek hallása veszélyeztetettebb, mint a felnőtteké a zaj okozta károsodásra;
- nagyon magas szintű pillanatnyi zaj mechanikai károsodást okozhat a fülben (A munkahelyi korlát a csúcstértekre (*peak sound pressure level*) 140 dB. Felnőttek esetében valószínű, hogy környezeti és szórakozóhelyi zaj esetében is ekkora a határ. Gyermekek esetében, figyelembe véve a zajos játékaikat is, 120 dB-nél nagyobb pillanatnyi érték nem engedhető meg.);
- lövészet zajra az $L_{Aeq,24} > 80$ dB esetében a vizsgálatok szerint nagyobb a kockázata a zaj okozta halláskárosodásnak;
- a kockázat nő akkor is, ha a zaj más hatásokkal: rezgéssel, ototoxikus drogokkal, bizonyos vegyszerekkel együtt lép fel (ebben az esetben már $L_{Aeq,24} > 70$ dB esetén elképzelhető a hallás károsodása);
- bizonytalan, hogy a vonatkozó ISO szabványban közreadott kockázatszámítási módszer alkalmazható-e a gyors felfutású környezeti zajos esetében (katonai repülőgépek „mélyrepülése” (75-300 m-re a felszíntől) esetében pl. egy másodpercen belül 110-130 dB-re nőhet a terhelés).

A zaj okozta halláskárosodás általában együtt jár az abnormális hangosságérzettel (az irodalomban: *loudness recruitment*). A hallás érzékenységének jelentős változása esetén bekövetkezhet egyes hangok torzult érzékelése (*paracusis*). Egy másik jelenség, amelyet a zajterhelés okozhat az ún. *tinnitus* (fülcsongás). Úgy magyarázzuk a *tinnitus* jelenségét, hogy az egy a belső fülben keletkező folyamat, melyet a sejtek hangingerként továbbítanak (*fiziológiai tinnitus*). Esetenként a fül szerkezetében a véráramlás okozta zaj is lehet ennek az előidézője. A *tinnitus* a munkahelyi halláskárosodást kísérő gyakori és zavaró jelenség, amely felléphet popkoncerteket vagy diszkót látogató tinédzserek esetében is. Néha időszakos, azaz a terhelést követő 24 órában fordul csak elő, máskor, hosszabb terhelés esetében visszatérő jelenség lehet.

A halláskárosodás legfontosabb társadalmi következménye az, hogy a romló beszédértés akadályozza a mindennapos kapcsolatokat, életvitelt. Már kis fokú károsodás (2000-4000 Hz közötti átlagosan 10 dB-es romlás mindkét fülben) esetében rosszabb a beszédértés. Ha a hatás eléri a 30 dB-t (ugyancsak 2000-4000 Hz között mindkét fülre), akkor jelentős társadalmi korlátozást élhet meg a szenvedő fél.

Régebben a hallásvédelem azokra a munkahelyi esetekre korlátozódott, ahol az $L_{Aeq,8}$ értéke

magas volt, vagy ahol nagy impulzusok fordultak elő. Az $L_{Aeq,8}=85$ dB küszöb univerzális („vakon” való) használata, azaz hogy ez alatt nem követelték meg a zajvédelmet, továbbá az e fölötti zajok esetében a személyi hallásvédelem kizárólagos alkalmazása gyakran vezetett komoly terhelésű helyzetekhez, amelyekben védtelen volt mindenki. Ez különösen igaz volt a fejlődő országokban. Ugyanakkor tudjuk, hogy a zaj állandó ellenőrzése (*monitoring*) és a zajcsökkentési intézkedések kikényszerítése még a fejlett országokban is gyenge. Mára már sokat javult a helyzet, s legalább a szabályozás vonalán világszerte jó a helyzet.

Másfelől a környezeti zajok szabályozása, és különösen a szabadidős tevékenységeké (diszkó, walkman stb.) hiányos. Tekintve egyrészt a zajos helyzetek, tevékenységek növekvő számát, másrészt azok egyre hosszabb zajhatási idejét, szükség van arra, hogy rendelkezések szülessenek ezek korlátozására. A zajdózis-terhelésre vonatkozó adatok sok helyen hiányzanak. Ugyanakkor a korlátozott adatsorok alapján (pl. tinédzserekre, fiatal felnőttekre, nőkre kevés adat van), valamint azt feltételezve, hogy a terhelési idő és a hangenergia átváltható egymásba, azt mondhatjuk, hogy egy életen keresztül való $L_{Aeq,24}<70$ dB terhelés esetén a halláskárosodás kockázata elhanyagolható. A halláskárosodás elkerülésére a zaj sose lépje túl a 140 dB-t (*peak*) felnőttek, és a 120 dB-t gyermekek esetében.

1.5.3 Zaj hatása a beszédértésre

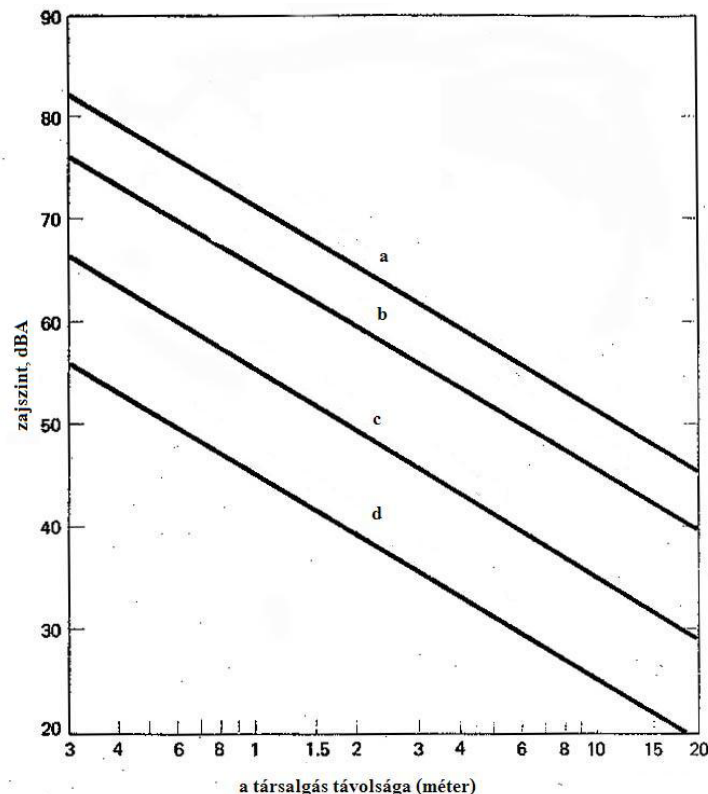
Ha a zaj korlátozza a beszéd értését, beszűkülnek az ember lehetőségei, megváltozik a magatartása, és az is elképzelhető, hogy a személyiségében is zavarok keletkeznek. A zajt azonosították különféle vizsgálatokban mint a figyelem-elterelődés, elfáradás, bizonytalanság, önbizalomhiány, irritáció, félreértés, csökkenő munkateljesítmény, emberi kapcsolatok megromlása, számos stressz-reakció okát. Az ilyen hatások különösen is veszélyeztetik azokat, akik halláskorlátozottak, öregek, az éppen beszélni tanuló gyermekek, vagy akik az adott nyelvet rosszul ismerik. A veszélyeztetettek köre tehát a lakosság jelentős része.

Az emberi beszéd akusztikai energiájának nagy része a 100-6000 Hz frekvenciatartományba esik, amelyben a legfontosabb, fő információhordozó rész 300-3000 Hz közé. Az időbeli változások nagyságrendje 1-100 ms. A beszéd zavarása alapjaiban egy elfedési hatás, amelyben az egyidejű, zavaró hang elfedi a beszédhangnak a megértés szempontjából fontos részeit. Minél nagyobb szintű az elfedő hang, ill. minél több energia koncentrálódik a fontos frekvenciákon, annál több hang lesz érthetetlen a hallgató számára. Környezetünkben a zajok sok más akusztikai jelet is elfednek, amelyek fontosak lehetnek a napi élethez (ajtócsengő, telefon, figyelmeztető jelzések, zene stb.)

Ahogy a zavaró hang szintje magasabb, az emberek automatikusan megemelik beszédjük hangerejét, hogy „túlkiabálják” a zajt, azaz megszüntessék az elfedést. A normális beszéd, csendes környezetben az ember fülétől 1 m-re 45-50 dBA-nak mérhető, a kiabálás ennél akár 30 dB-lel is magasabb lehet. Ha a zavaró hang mérsékelten hangos, a mondat értelmét még fel tudjuk fogni. Egyes hiányzó hangokat az értelem a beszéd többi részének információi segítségével vissza tud állítani (*redundancia*), de ha sok részlet hiányzik, ill. az ember amúgy is izgatottabb, akkor ez kevéssé megy. Ez a tevékenység azonban nagyobb ráfordítást igényel

a hallgatótól. A vizsgálatok szerint a kiabált beszéd megértése bonyolultabb, mint a nyugodt közlésé, ugyanakkora jel-zaj viszony esetén.

A beszéd szintje egyéntől függően változik: függ a beszélő nemétől, hangyi képességeitől. Szabadtérben a beszélőtől távolodva a hangnyomásszint 6 dB-lel csökken minden távolságkétszereződésre. A beszédérthetőség átlagos körülmények között függ a beszéd hangnyomásszintjétől, a kiejtéstől, a beszélő és a hallgató távolságától (**58. ábra**). A hallgató tulajdonságai is befolyásolhatják a beszédértést: hallásélesség, a figyelmi szintje stb. A zavaró hangok szintjén kívül bizonyos mértékig más jellemzőtől is függ az elfedés. Figyelembe kell továbbá venni a terem akusztikai paramétereit (pl. utánzengés) is. Ha a visszaverődési idő 1 s-nál nagyobb, a beszéd jellegzetes akusztikai alkotórészei „összemosódhatnak”: romlás léphet fel a beszéd „szétválaszthatóságában”. A visszhangos termekben, főleg ha nagyobb háttérzaj is tapasztalható, kifejezetten nehéz a beszédre koncentrálni. A beszédértéshez kívánatos utánzengési idő – még nyugodt körülmények esetében is – 0,6 s. Veszélyeztetett csoportok esetén (pl. öregek, nagyothallók) még ennél is kisebb utánzengésre van szükség.

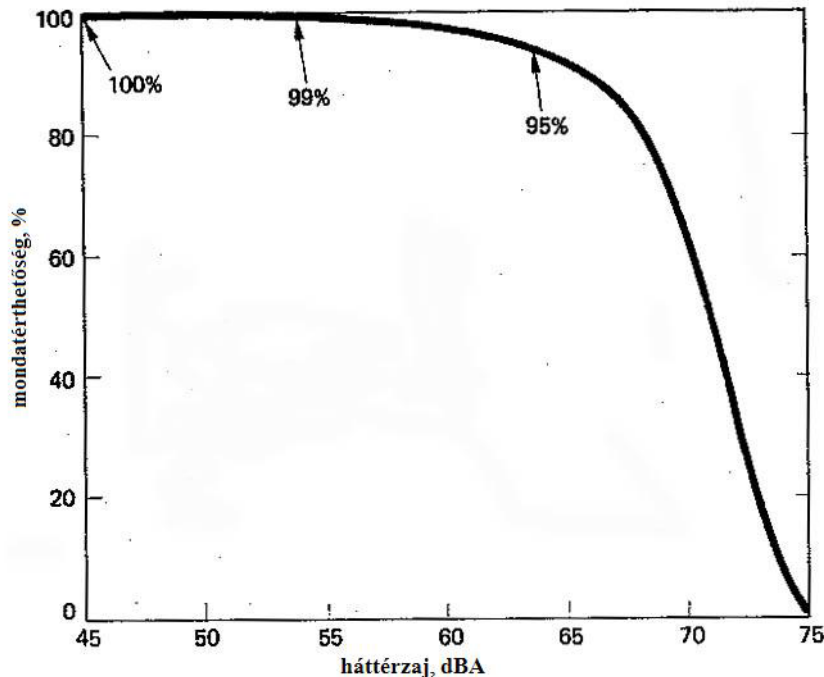


58. ábra A legnagyobb távolság, amelyen állandó zajban még érthető társalgást lehet folytatni (a: emelt hangú beszéd, mondatérthetőség 95%; b: normális hangú beszéd, mondatérthetőség 95%; c: nyugodt beszéd, mondatérthetőség 95%; d: nyugodt beszéd, mondatérthetőség 100%;) (US EPA 1974)

A beszédérthetőséget gyakran a felolvasott szöveg mondatainak helyes visszaadásával mérjük. Mivel ez a módszer a beszédértés jelenségét összemosza a redundáns értelmi visszaállítással, az 1954-ben megalkotott magyar irányelv értelmetlen, de a magyar beszéd sajátosságait hordozó szótagok visszaadásával operál. Ma már léteznek olyan műszerek, amelyek a beszédérthetőséget hallgató személyek bevonása nélkül, modulált, szintetikus

hangok segítségével mérik.

A teljes mondatérthetőséghez normális hallású személyek esetén legalább 15-18 dB jel-zaj viszony (azaz a beszéd és a zavaró hang szintjének a hallgató fülénél mért különbsége) szükséges. Ebből következik, hogy kis szobában, a 35 dB fölötti zajok esetében kezdődik a beszéd zavarása. A 70-es évek amerikai szabványaiban még 45 dB-es korlát szerepelt: ez emelt hangú beszéd esetében elfogadható szint. Kiabálva kell beszélni 55 dB-es zajban, 65 dB-nél még lehet úgy ordítani, hogy érthető információt közöljünk (**59. ábra**). Természetesen a veszélyeztetett csoportokra nézve szigorúbb követelményeket kell támasztani.



59. ábra Normális mondatérthetőség a háttérzaj függvényében a tipikus lakószobában (US EPA, 1974)

1.5.4 Zaj okozta alvászavar

A zavartalan alvás tudomásunk szerint szükséges feltétele az egészséges szervezet jó fiziológiai és mentális működésének. Másfelől az alvászavart a leglényegesebb környezeti zajhatásnak tekintjük. Becslések szerint a zajos környezetben alvásuk zavarására panaszkodók 80-90 %-ának esetében az ok nem a kívülről érkező zaj. A leggyakoribb okok: egészségügyi okok, a házban élő szomszédok magatartása, gondok, betegség, időjárás stb. Mai tudásunk a zajterhelés alvásra gyakorolt hatásáról szabályozott laboratóriumi körülmények között folyó vizsgálatokból származik. Ritka az olyan tanulmány, amely helyszíni körülmények között, az emberek rendes megszokott életvitelük közepette történt vizsgálatáról számolna be. Ez utóbbiak elsősorban a repülési zaj hatásáról szólnak. Kisebb számban történtek vizsgálatok közúti vagy vasúti zaj mellett élőkről.

Az alvászavar leggyakoribb formái: az elalvás nehézsége (megnövekedett elalvási idő), felébredés, változás az alvás fázisainak szabályosságában vagy mélységében, különösen: a

REM-fázis (REM = *rapid eye movement*) részarányában. A zajos környezetben alvás további járulékos fiziológiai hatásokkal jár: megnövekedett vérnyomás, változás a szívritmusban, esetleg arhythmia, növekvő pulzusamplitúdó (az ujjhegyen mérve), erek összehúzódása, a légzésritmus változása, testhelyzet-változtatások megnövekedett száma stb. Az ezekhez a hatásokhoz tartozó zajszintküszöb, ill. zajdózis-hatás összefüggés különböző lehet. A különböző zajok különböző információtartalommal bírhatnak, ami ugyancsak befolyásolja a küszöbök szintjét és az összefüggéseket.

Az alvás közben átélt zajterhelésnek másodlagos vagy utóhatásai is lehetnek. Ezeket az éjszaka utáni napon lehet mérni a személy ébrenlétekor. Ilyen utóhatások pl. az alvás minőségének negatív megítélése, megnövekedett fáradtságérzet, nyomott hangulat vagy közérzet, lecsökkent teljesítmény.

A pszichológiai jólétre való hosszabb idejű hatások is összekapcsolhatók az alvás közbeni zajterheléssel. Az éjszakai alvászavarás megnöveli a napközbeni zajosságérzetet a következő 24 órában. Különböző tanulmányok azt is megmutatták, hogy zajos területen élők (alvók) több nyugtatót, ill. altatót fogyasztanak. További gyakran említett magatartási hatás a hálózobaablakok zárva tartása, füldugók használata. Érzékeny csoportok az idősebbek, a több műszakban dolgozók, a betegek, ill. fizikai vagy mentális károsodottak, továbbá akik más okból küzdenek alvászavarral.

Kérdőíves vizsgálatok is rámutatnak az éjszakai zaj alvásminőségre gyakorolt hatására. Egy 3.600 személyre kiterjedő, 8 különböző közút melletti területen végzett vizsgálatban az alvásérzet négy jellemzője (nehezebb elalvás, zaj miatti felébredés, túl korai megébredés, több napon át tartó álmoságérzet) szignifikánsan korrelált az éjszakai forgalom mennyiségével. Egy 19 insomnia-esetet felölő *in-depth* vizsgálat és annak ellenőrző (*matched control*) vizsgálata ugyanolyan korú és foglalkozású esetekre azt mutatta, hogy a $L_{Aeq}=30$ dB fölötti közúti zaj alvászavart okoz.

A helyszíni és laboratóriumi vizsgálatok egy meta-analízise szerint úgy tűnik, összefüggés van az éjszakai zajesemény SEL értéke és azon személyek százalékos aránya között, akik felébredtek vagy az alvásuk fázisainak rendjében változás mutatkozott. Ezek a vizsgálatok azt is feltételezik, hogy az éjszakai felébredések száma azonos SEL esetén arányos a zajesemények számával. Ugyanakkor a vizsgálati módszert sok kritika érte: pl. kevés számú eset vizsgálatából, kevés vizsgálat van erre, a szobán belüli zaj értékét a külső zajból vezették le. Ezeknek a metavizsgálatoknak a legfőbb eredménye, hogy határozottan különböző zajdózis-hatás összefüggés adódott a laboratóriumi és a helyszíni eredményekre, azaz a valós élet körülményei között a zaj jelentősége kisebb.

Ezeket az eredményeket többen megkérdőjelezik, hiszen nincs részletes dokumentációja a hanggátló szerkezeteknek, a zárt vagy nyitott ablakoknak, valamint mindössze két indikátor (felébredés és alvásfázis-változás) vizsgálata történt stb. Közúti zaj esetén például az alvásminőség érzete függ az elalváshoz szükséges időtől és a telje alvási időtartamtól. Azok, akik érzékenyebbek a zajra (más felmérések alapján) rosszabb alvásminőséget mutatnak mind a helyszínen, mind laboratóriumban.

További kritika a meta-analízissel szemben, hogy a laboratóriumi vizsgálatok azt mutatják,

hogy az éjszakai zajterheléshez hozzá lehet szokni, valamint, hogy a zaj okozta felébredések száma csökken a zajesemények számának növekedésével. Ez ellentmond a meta-vizsgálat feltételezésének, ami szerint a felébredések részaránya lineárisan függ össze a zajesemények számával. A felébredések gyakorisága csökken akkor is, ha legalább 8 egymás után következő éjszakát vizsgálunk. A megszokás továbbá fennáll ugyan a felébredések számában, de nem tapasztalható megszokás a szívritmus változásakor vagy olyan utóhatásokban, mint az alvásminőség-érzet, közérzet vagy teljesítmény.

Más tanulmányok szerint feltételezhető, hogy nem a zajesemények abszolút zajszintje, hanem a háttérzajból kiemelkedésének a mértéke az, ami összefügg a reakciók gyakoriságával. Két egymást követő zajesemény időbeli eltérése is hatással van a vizsgált összefüggésekre. Az ilyen vizsgálatban figyelemmel kell lenni a személy korára is, mert az idősebbek inkább hajlamosak a felébredésre. Ugyanakkor van olyan kutatás is, amely szerint a zaj okozta felébredések függetlenek az életkortól.

A jó alváshoz a szobán belüli zajszint nem lépheti túl a $L_{Amax}=45$ dB értéket éjszakánként 10-15-nél többször. A legtöbb tanulmány egyetért abban, hogy az 55-60 dB körüli SEL a felébredések gyakoriságát megnöveli. Egy átlagos átrepülés zaja 10-30 s effektív időtartammal és 55-60 dB SEL értékkel megfelel egy 45 dB-es L_{Amax} értéknek. 10-15 ilyen átrepülés körülbelül $L_{Aeq,8}=20-25$ dB-nek adódik. Ez 5-10 dB-lel alatta marad a folyamatos zajra érvényes $L_{Aeq,8}=30$ dB-es küszöbnek, ami azt jelenti, hogy az alvászavarral kapcsolatos előírások, korlátok meghatározásakor figyelembe kell venni a zaj esetleges intermittáló jellegét is. Ez jelentheti pl. a zajesemények éjszakai számának vagy a háttérzajból kiemelkedés mértékének előírását is.

Különös tekintettel kell lenni az alábbi szempontokra:

- csöndes háttérzajú környezet zajforrásai (pl. elővárosok éjszakai közúti forgalma);
- olyan környezet, ahol zaj és rezgés együtt fordul elő (pl. vasút vagy nehézjármű-forgalom);
- alacsony frekvenciájú komponenseket kibocsátó zajforrások (ilyen esetekben 30 dBA alatti esetekben is panasz várható).

Az alvászavar elkerülésére a folyamatos zajszint nem lépheti át a 30 dBA szobán belüli értéket. Ha a zaj nem folytonos, az alvászavar leginkább az L_{Amax} értékével korrelál, s ennek értéke 45 dB-nél kisebbnek kell maradnia. Érzékeny esetekben, veszélyeztetett személyek esetén szigorúbb követelményekre van szükség. Az ablak résnyire való nyitása mintegy 15 dB-es „hanggátlást” jelent. Az egyenértékű zajszint és a zajesemények szintjét és számát is figyelembe kell venni. Az éjszaka első felében való zajcsökkentési intézkedésekkel segíthetjük a leghatékonyabban az elalvást.

1.5.5 Zaj kardiovaszkuláris és fiziológiai hatásai

A zajnak az ember fiziológiai funkcióira éppúgy vannak időszakos, mint hosszabb távú hatásai. Helyszíni és laboratóriumi vizsgálatok munkahelyeken és általános környezetben, felnőtteken és gyerekeken, repülőterek, üzemek vagy közlekedési útvonalak környezetében jól mutatják ezt. A zaj úgy hat, mint bármely más környezeti stresszor. Akut zajhatás aktiválja

a szervezet autonóm és hormonrendszerét olyan pillanatnyi hatásokat kiváltva, mint a vérnyomás változása, a szívritmus megnövekedése vagy az erek összehúzódása (*vasoconstriction*). Elhúzódó zajhatás után érzékenyebb személyekben permanens hatások alakulhatnak ki: állandó magas vérnyomás (*hypertensio*), szívbetegségek. Ezek nagysága és tartama egyéni érzékenységtől, életviteli sajátosságoktól, környezeti tényezőktől függően különböző lehet. A hang, különösen ha az szokatlan vagy hirtelen lefolyású, reflexfolyamatokat is kivált.

Laboratóriumi kísérletek és helyszíni kvázi-kísérletek mutatják, hogy ha a zajhatás időszakos, akkor a fiziológiai rendszer – miután a zaj elmúlik – rendszerint visszatér a normális, korábbi állapotába hosszabb-rövidebb időn belül. Ha a zaj megfelelő intenzitású és váratlan, kardiovaszkuláris és hormonális reakciók váltódnak ki: a szívritmus növekedése, periférikus érrendszeri ellenállás, változás a vérnyomásban, vérviszkozitásban, vérlipidekben, eltolódik a elektrolit-egyensúly (*Mg/Ca*) és a hormonszintek (*epinephrine, norepinephrin, cortisol*). Az első négy hatás azért különösen érdekes, mert zaj okozta koszorúér-megbetegedésekre utalhat. Laboratóriumi és klinikai adatok azt sugallják, hogy a zaj jelentősen megemelheti az ember bélrendszeri reakcióit.

A munkahelyi és környezeti egészségügyi zajvizsgálatok legnagyobb része azt vizsgálta, hogyan válhat a zaj a kardiovaszkuláris megbetegedések kockázati tényezőjévé. Munkahelyeken végzett vizsgálatok olyan személyeknél, akik 5-30 éve dolgoznak nagy zajban, kimutatták, hogy a más területen dolgozókkal összehasonlítva hajlamosabbak a magas vérnyomásra. Ezzel ellentétben csupán néhány környezeti vizsgálat (repülőterek környékén, forgalmas közutak mellett élők között) mutatta ki ugyanezt a hatást. Az általános tanulság ebből, hogy gyenge összefüggés van a környezeti zajterhelés és a magas vérnyomás kialakulása között, továbbá erre a helyzetre nem lehet zajdózis-hatás összefüggést felállítani.

Az ezredforduló kutatásai szerint azokban az esetekben, amikor a jellemző nappali zajszint ($L_{Aeq,6-22}$) meghaladja a 65-70 dB-t, határozottan megnő a szívbetegségek előfordulási aránya (közúti zaj esetében az $L_{Aeq,6-22}$ nappali és az $L_{Aeq,24}$ egész napi zajszintek különbsége a 1,5 dB nagyságrendjébe esik.) Ha emellett figyelembe vesszük a hálószoza elhelyezkedését, az ablaknyitási szokásokat és a zajterhelési éveket is, a szívbetegségek kockázata erősen megnő. Ugyanakkor a hajlam, a magatartás és a környezeti körülmények hatása még nem eléggé feltárt.

Az általános konklúzió, hogy a kardiovaszkuláris hatások azokban az esetekben függenek össze a zajterheléssel, ahol a (repülésből vagy közúti forgalomból eredő) $L_{Aeq,24}$ egész napi zajszintek eléri vagy meghaladják a 65-70 dB-t. Ugyanakkor az összefüggés nem eléggé erős, továbbá kifejezettebb a szívbetegségekre, mint a hipertensióra. Ugyanakkor ez a kutatási terület lényeges, hiszen az emberek jelentős hányada él vagy fog élni ilyen körülmények között. Azt is tudnunk kell, hogy ez átlagos kockázatról szóló ismeret, s a veszélyeztetett csoportok, tulajdonságok és körülmények nincsenek kellően körülhatárolva. Példaként említhetjük, hogy a kockázat 10 %-os növekedése évente (100 ezerből) 200 esettel való növekedést jelenthet. A többi megfigyelt hatás, a stresszhormonok, magnéziumszint vagy más immunológiai indikátor növekedése, ill. a bélrendszeri problémák még túlságosan homályos képet mutat ahhoz, hogy a zaj hatására kialakuló kockázatonövekedésről határozott állítást tehesünk.

1.5.6 Zaj mentális egészségügyi hatásai

A mentális egészség meghatározása: a jelenlegi normákhoz képest azonosítható pszichiátriai rendellenesség hiánya. Nem tartjuk a környezeti zajt a mentális betegségek közvetlen okának, de feltételezzük, hogy gyorsítja és felerősíti a látens rendellenességek kifejlődését. Az ezzel kapcsolatos vizsgálatok számos szimptómát figyelnek: szorongás, emocionális stressz, idegi panaszok, hányinger, fejfájás, instabilitás, szexuális impotencia, hangulati ingadozások, a társadalmi konfliktusok számának növekedése, továbbá általános pszichiátriai rendellenességek, mint pl. neurózis, pszichózis, hisztéria. Széles körű vizsgálatokban figyelték a zajterhelés és a sokféle mentális indikátor összefüggését: az egyszerű közérzeti megítéléstől a szabványos pszichiátriai szimptómákig, pszichotropikus szerek, nyugtatók, altatók szedését stb. Korábbi tanulmányok gyenge kapcsolatot mutattak ki repülőterek környékén élő zajterhelése és a klinikai esetek megjelenése között. Tudni kell azonban arról, hogy ezeknek a vizsgálatoknak a módszerét kritika is érte.

Munkahelyi környezetben kimutatták a zajterhelés és a neurózis, ill. irritálhatóság kifejlődésének összefüggését. Környezeti zajterhelés esetében az összefüggések már nem tiszták: a szorongással összefüggésben a korreláció gyenge és nem lineáris. A zajra való érzékenység úgy tűnik nagyobb szerepet játszik, mint maga a zajterhelés. Ezek az esetek is mutatják, milyen fontos a veszélyeztetett csoportok körülhatárolása, hiszen ők azok, akik leginkább ki vannak téve a zajterhelés veszélyeinek. Valószínűleg a gyermekek, az öregek, a korábban már betegségben szenvedők (különösen a depresszióra hajlamosak) vannak ebben a helyzetben. A gyenge összefüggések ellenére sok tanulmányból kiderül, hogy a zajnak vannak mentális hatásai is, s ezek pszichiátriai gyógyszerek, nyugtatók és altatók szedésében, a klinikai esetek növekedésében fejeződnek ki.

1.5.7 Zaj hatása a teljesítményre

Laboratóriumban és munkahelyeken vizsgált, zajterhelésnek kitett személyek esetében is dokumentálták, hogy a zaj károsan hat a kognitív feladatmegoldási teljesítményre. A zaj gyermekek esetében is csökkent számos kognitív és motivációs paramétert. Ugyanakkor nincs rá adat, hogy környezeti zaj otthon ugyanígy gátolja-e a felnőttek feladatmegoldási képességét. A jelenségnek egyik legszemléletesebb mutatója a feladatmegoldásban elkövetett hibák részaránya. A kevés helyszíni vizsgálat azt mutatja, hogy a zaj növelheti az elkövetett hibák számát, de ez a hatás függ a zaj típusától és az elvégzendő feladattól.

A zaj felléphet úgy, mint figyelemelterelő inger. Impulzusos hanghatások (pl. hangrobbanás) tevékenységet megszakító hatással lehetnek az emberre. Rövid időmértékben a zaj felébresztheti az ellenállást az emberben, hogy jobban figyeljen a feladatra, és ezzel teljesítménynövelő hatással is lehet. Összetettebb feladatok esetén azonban a figyelemnek egyszerre több irányba kell irányulnia, és amikor a hanghatás megzavarja a komplex figyelési tevékenységet, ez törést okoz a munkavégzés folyamatában. Némely esetben a feladat kapcsolatban áll hallásértéssel, nyelvi „mintavétellel”, de hasonló jelenségek léphetnek fel olvasáskor, koncentrációkor, problémamegoldáskor, vagy a memória használatakor. A hatások másodlagosan a motivációra is befolyással lehetnek.

Az emlékezésbeli hibák két típusát azonosították a zajhatási kísérletekben: hirtelen műveletekkel, valamint az emlékezés azon tárgyaival kapcsolatban, amelyekre a feladat instrukciója nem hívta fel közvetlenül a figyelmet a tanulási fázisban. Így pl. azokban a feladatokban, ahol zajterhelés mellett szemantikus információt kellett átadni (szavakat felsorolni), az információátadás zavartalan volt. Amikor azonban azt is meg kellett utólag mondani, hogy a kép mely sarkában látta a szót, a hibázás aránya nagyobb volt. Úgy tűnik, mintha az ember memóriájának egy része le lenne foglalva a „zaj elleni küzdelemmel”, azaz az összes feleslegesnek ítélt elemet kilöki az emlékezetünk. Ugyanígy megfigyelhető, hogy zaj jelenlétében a figyelem nem terjed ki több más olyan területre, amelyre egyébként, nyugodt körülmények között figyelünk.

A zajterhelés utólagos hatása is megfigyelhető a teljesítményben. Repülési zajterhelést követően gyermekek szövegjavítási feladatokban való hibázását vagy izgalmas feladatmegoldó játékokban való hamarabb kifáradását regisztrálták. Valószínűleg a zajjal szembeni tehetetlenségérzet a fontos tényező, és lehet, hogy a hatás kevésbé függ a zaj intenzitásától. Fontos eredmény, hogy az ember mindenáron stratégiát keres a zaj zavaró hatása ellen, ki akarja kapcsolni, figyelmét erőszakosan elvonja a zajtól, és többlet erőfeszítést fordít a feladat megoldására. Ugyanakkor ez a többlet erőfeszítés fásasztóbb a szervezet számára. Megfigyelhető ezekben az esetekben a stresszhormonok szintjének és a nyugalmi vérnyomásnak a megnövekedett szintje. Azt is kimutatták ezekben az esetekben, hogy a káros hatások a gyermekek között azoknál nagyobb, akiknek átlagos iskolai teljesítménye rosszabb.

Repülési zaj esetében dokumentálták azt is, hogy korai gyermekkorban kapott krónikus zajterhelés az olvasási képesség romlásához vezet, és a motivációs képességek is korlátozottabbak. Valószínűleg minél több évig tart a terhelés, annál nagyobb a károsodás. Mindezt nem ajánlatos óvodákat, iskolákat, napközi otthonokat forgalmas repülőterek vagy közlekedési útvonalak mellé telepíteni.

1.5.8 Zaj hatása a lakóhelyi magatartásra és a zavarásérzetre

A zavarás (*annoyance*) általános fogalom. A zavarás olyan kellemetlenségérzet bármely tényezővel vagy körülménnyel kapcsolatban, amely egy személyt vagy csoportot hátrányosan ér, vagy amelyet ilyennek gondol. De e meghatározástól függetlenül: az emberek sokféle negatív emóciót éreznek, ha környezetük zajos, és reakciójuk is változatos: düh, csalódás, elégedetlenség, dac, tehetetlenség, depresszió, szorongás, zaklatottság, nyugtalanság, kimerültség. Bár a *zavarás* fogalma nem öleli föl az összes negatív reakciót, mi mégis, kényelmesség okából ezt fogjuk használni.

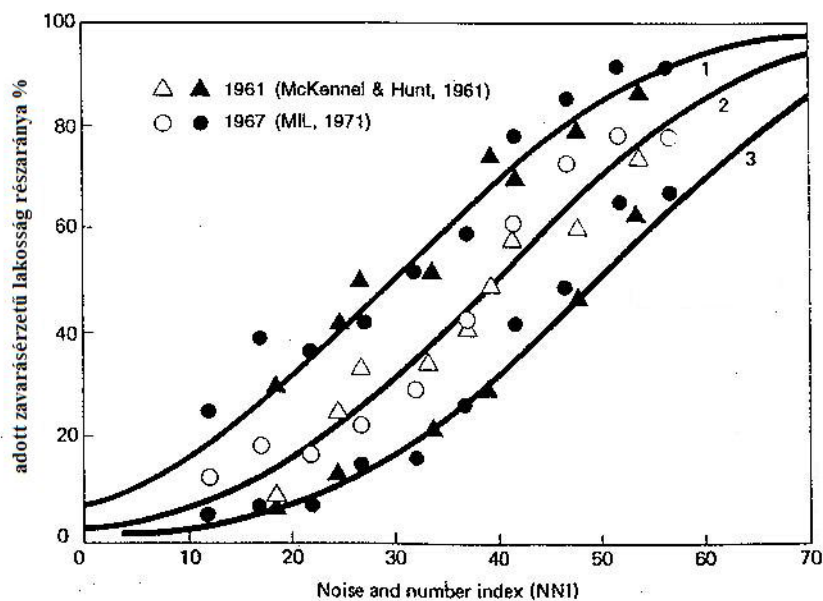
Lakóhelyünkön a zaj sokféle magatartási és társadalmi reakciót vált ki, a zavaráson túl is. Ezek a hatások gyakran összetettek, szövevényesek és közvetettek. A hatásokat gyakran sok, nem a hallással összefüggő tényező összjátékának tulajdonítjuk. Néha megváltozik az ember megszokott magatartása (zárva tartja az ablakot, nem megy ki sosem az erkélyre, felhangosítja a tévét, panaszleveleket ír stb.), megváltoznak a társadalmi szokásai (barátságatlanabb, agresszívebb lesz), megváltoznak az ezzel kapcsolatos indikátorai

(mozgástere, betegségérzete, gyógyszereszedése, hibázása), változik a hangulata (kevésbé jókedvű, depressziós).

Bár a szociális magatartás változásainak, mint amilyen az agresszió, a segítségnyújtási hajlam csökkenése, a zaj is oka, nem ez az egyetlen kiváltó. Azonban a sokféle stresszor között egyike azoknak, amelyek a már felhalmozódott feszültségből, amit együttesen okoznak, kiváltja a pillanatnyi agressziót. Az is valószínű, hogy a segítségnyújtási hajlam változása nemcsak a zajhatás idején, hanem később is fennállhat. Úgy véljük, 80 dBA az a zajszint, ahol a segítségnyújtás kevesebb lesz, az agresszió pedig több. A gyermekek is tehetetlenebbnek érzik magukat a magas szintű zajban.

A környezeti zaj hatását kérdőíveken is mérhetjük. A hatást a zavarás mértékével jellemezhetjük (pl. alacsony, közepes, magas), esetleg a megzavart tevékenység megnevezésével (pl. olvasás, beszélgetés, televíziózás). Természetesen itt is figyelembe kell venni azt, hogy nem a zaj az egyetlen zavaró forrás. Egyes esetekben azonban jól különválasztható. Repülési zaj esetében a pihenés, a televíziózás megzavarása a domináns hatás, közúti zaj esetében inkább az alvászavar.

A zavarásérzet normális eloszlását a zajhatás függvényében a **60. ábra** mutatja.



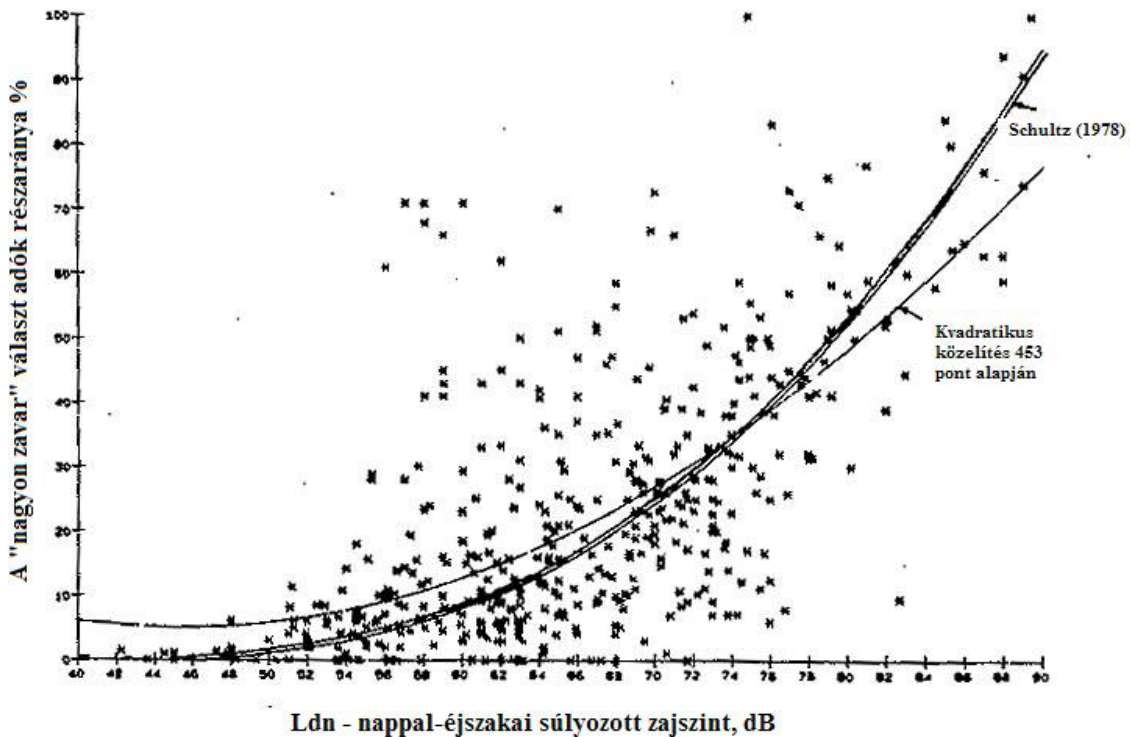
60. ábra A zavarásérzet normális eloszlása (1: kissé zavar, 2: közepesen zavar, 3: nagyon zavar) (Ollerhead, 1973)

Több felmérés is megmutatta, hogy azonos szintű közlekedési, ill. ipari zaj különböző zavarást idéz elő. Ez eredményezte azt, hogy az általános zajdózis-hatás görbe helyett egyes zajfajtákra különböző görbéket hoztak létre (pl. háromfélé a közlekedésre: repülés, közút és vasút). Ezek a zajdózis-hatás-görbék a napi súlyozott egyenértékű szintet (L_{dn}) állítják szembe a megkérdezettek „nagyon zavar” (*highly annoyed* = HA%) részarányával:

$$151. \text{ képlet. } L_{dn} = 10 \log \left(\frac{16 \cdot 10^{0,1L_{nappal}} + 8 \cdot 10^{0,1(L_{éj}+10)}}{24} \right).$$

A három közlekedési görbe egyaránt 42 dB-nél kezd emelkedni. A repülési zaj nagyobb zavarást vált ki ugyanakkora L_{dn} esetén, mint a közúti zaj. Vigyázva kell azonban ezeket az összefüggéseket kezelni, hiszen öt lényeges befolyásoló tényező (személyes, demográfiai és életviteli tényezők, továbbá a zajhatás tartama és a népesség zajhoz való viszonya) véletlenszerűen oszlik meg a feldolgozott esetek között.

Adott vizsgálatok szerint a „nagyon zavar” választ adók részaránya közlekedési zaj esetén a **61. ábra** szerinti.



61. ábra A „nagyon zavar” választ adók részaránya közlekedési zaj esetén (453 adatpont legkisebb négyzetekkel való közelítése 27 felmérés alapján. A Schultz által végzett harmadfokú közelítőgörbe kettős vonallal) (Fidell, Barber és Schultz 1991)

A környezeti zaj okozta zavarásérzet nemcsak a zaj akusztikai jellemzőitől függ, hanem sok szociális, pszichológiai vagy gazdasági természetű körülménytől is. Ezek között a zajforráshoz való „viszony”, annak érzése, hogy csökkenthetőnek tartom-e az adott zajt, egyéni érzékenység, függ-e tőlem a zaj nagysága, hogy van-e a zajnak (gazdasági vagy egyéb) „haszna”. Demográfiai tényezők közül kevéssé erős befolyásoló tényező az életkor, a nem, a szociogazdasági helyzet. A zajterhelés és az általános zavarásérzet között csoportszinten még a várhatónál is sokkal nagyobb a korreláció, mint egyéni szinten: 42 felmérés adatai alapján 70 %-os variancia, amelyet csoportszinten a zajterhelésnek tulajdonítottak, egyéni szinten mindössze 20 %-nak mutatkozott.

Azonos típusú és szintű zajterhelés esetében különbségek mutatkoznak közösségek, régiók és országok között. Jól demonstrálható ez a közúti zajjal kapcsolatos zajdózis-hatás görbe holland, ill. osztrák kutatók által felvett alakján. Ennek magyarázata éppúgy lehet topográfiai

vagy meteorológiai tényezők alapján, mint annak alapján, hogy a hegyekben kisebb a háttérzaj.

Erősebb reakciók mérhetők, ha a zaj rezgéssel párosul és jelentős mélyfrekvenciás összetevői vannak. Hasonlóan kiemelkedő az impulzusos zajra (lövészet) való válasz. Erős, de rövid ideig tartó reakció észlelhető, ha a zaj növekszik az idő folyamán, ahhoz képest, ha állandó a zajterhelés. Ezzel ellentétben: a vártnál sokkal kisebb volt a zavarásérzetben mérhető csökkenés egy forgalmas út mellett épült zajárnyékoló fal hatására.

Jelenleg is folynak kutatások arra nézve, hogy mely fizikai zajjellemző korrelál leginkább a zavarásérzettel. A korábban használt $L_{Aeq,24}$ és L_{dn} mellett vizsgált paraméterek szintén jól korrelálnak az ismert vizsgálatok dokumentációja alapján, de ennek oka inkább a zaj típusainak hasonlósága. Sok kutató támogatja azt az elképzelést, hogy egy ilyen vizsgálatban sokféle zajparamétert teszteljenek a további következtetések levonásáig.

1.5.9 Összetett zajok hatásai

Sok akusztikai környezetben találunk olyan helyzetet, hogy nem egy, hanem több zajforrás hat egyszerre. Ilyenkor az egészségre vonatkozó hatást az együttes zaj határozza meg inkább, mint egy-egy egyedi forrás. A halláskárosodás esetét véve az együttes zajterhelés $L_{Aeq,24}$ értékét fejezzük ki összetett zajok esetén. Más hatások vizsgálata esetén azonban ilyen egyszerű modell nem alkalmazható. Lehetséges, hogy egyes zavarások esetében (pl. beszédérthetőség) bizonyos forrásokhoz kötődnek. A kutatónak könnyebb a helyzete, ha egy forrás dominánsan kiemelkedik a többi közül. A zajpolitikát tekintve azonban nincs szükség arra, hogy a zavarást külön-külön minden forrásra meghatározzuk addig, amíg a zavarásérzet is megoszlik az egyes források között (vö. *Polluter Pays Principle in Chapter 5 UNCED 1992*).

Jelenleg nincs egyetértés abban, hogyan is nézzen ki egy ilyen összetett zavarásérzet-modell. Ennek részben az az oka, hogy nincs elegendő ismeretünk az összetett zajforrások időbeli mintáiról. Az összetett zajok eredő zavarásérzetére vonatkozó tanulmányok „ökölzályokat” vagy önkényes matematikai formulákat használnak. Nincs ismeretünk arról, hogy a zavarásérzet hogyan kumulálódik, energiaösszegződés szabályait követi-e, vagy minden zajkarakterisztikából bizonyos jellemzőkre reagál. További problémát jelent az, ha a zaj további, nem akusztikus stresszorokkal (rezgés, kémiai anyagok, szag) együtt lép fel.

Van azonban néhány nyilvánvaló kapaszkodó. Ilyen pl. az, hogy a mélyfrekvenciás zajok mindig kiemelkednek környezetükből, és zavaró hatást fejtenek ki: gondolhatunk ipari zajokra (kazánház, kompresszor), nagy repülőgépek, nehézárművek vagy éppen szórakozóhelyi zajokra („dumm-dumm”). Az ilyen zajok egészségügyi hatása nagyobb, de társadalmi megítélése is szigorúbb, mint általában a zajé. Mivel az A-súlyozás a zaj mélyfrekvenciás jellegét elnyomja, az ilyen megítéléshez mást kell használni (pl. C-súlyozást).

Összetett zajforrások hatása is összetett. A nagy szintű zajterhelés, mint láttuk, az emberi egészségre sokféle hatással van. Mindezért fontos, hogy az emberek napi, heti vagy éves zajterhelésében legyenek csendes időszakok is.

1.5.10 Veszélyeztetett csoportok

Azok a szabványok, amelyek a zaj elleni védelmünket biztosítják olyan vizsgálatok alapján készültek, amelyekben „normális” vagy „átlagos” embereket vizsgáltak. Az ezekben kiválasztott embereket általános társadalmi csoportokból válogatták, rendszerint egészséges felnőttek voltak. Gyakran azért kerültek a vizsgált személyek közé, mert „épp kéznél voltak”. Az ilyen felmérésekben a sebezhető csoportok „alulképviseltek”. Ilyen csoportok: csökkent képességűek (idősebbek, depressziósok), betegek, munkájuk szerint komplex kognitív feladatokat végzők, mozgás-/látás-/halláskorlátozottak, magzatok, csecsemők, kisgyermekek stb. Ezek a csoportok – úgy tűnik – kevésbé képesek védekezni a zaj hatásai ellen, s így nagyobb a kockázatuk a káros következményekkel szemben.

A halláskárosodottak a beszédérthetőség szempontjából eleve hátrányból indulnak. Már kisfokú károsodás a magas frekvenciás tartományban gátolja bizonyos hangzók észlelését. Az emberek 40 év fölött tipikusan rosszabbul értik a bonyolult beszédközlést, amelyben alacsony a redundancia. A beszédértés szempontjából a populáció jelentős része hátrányos helyzetű.

A gyermekeket is veszélyeztetett csoportnak kell tekintenünk. A felmérésekben tükröződő összefüggés a zajterhelés és a gyermekek egészségi állapota között elegendő indok kell legyen ahhoz, hogy szigorú megfigyelési programok induljanak, és tervezéseknél (óvodák, iskolák, napközik stb.) figyelem essen rájuk. További felméréseket kell végezni a gyermekek olvasásképesége, beszédértése tárgyában.

A veszélyeztetett csoportok kérdése akkor válik aktív szemponttá, amikor jogszabályokat, ajánlásokat dolgozunk ki a környezeti zaj kezelésére. Ezeknek a szabályoknak tartalmazniuk kell előírásokat különféle helyzetekben a speciális körülményekre (in utero, inkubátor, otthon, iskola, munkahely, közintézmények stb.) és a speciális tevékenységekre (hangos zenehallgatás fülhallgatón át, diszkókban, motorkerékpározás stb.).

1.6 Környezeti zajok (Koren Edit)

Széchenyi István Egyetem, Győr

Minden olyan zajszint érték, ami több, különféle forrásból származik, és immissziós értéként egy adott helyen a környezetre hat, környezeti zajnak tekintendő. Tehát környezeti zaj lehet a szomszéd kisgyermek sírásának a zaja, ami kihallatszik az utcára, de ugyanígy az utca másik oldalán működő disco zaja, vagy a szemközti karosszerialakatos szomszéd kalapálása, vagy a másik ház klímaberendezésének a hangja. Együtt ezek valóban kellemetlen szintértéket is elérhetnek, és életminőséget csökkentő tényezőkként szerepelhetnek. A 280/2004. (X. 20.) Korm. rendelet [\[280/2004. \(X. 20.\) Korm. rendelet a környezeti zaj értékeléséről és kezeléséről.\]](#) szerint azonban a környezeti zaj a közúti, a vasúti és a légi közlekedésből, valamint a külön jogszabály hatálya alá eső tevékenységekből származó káros hatású kültéri zaj. A külön jogszabály itt elsősorban a szolgáltató ipar környezethasználatának a zaját, illetve a használat engedélyezési eljárását írja le. A környezeti zaj- és rezgésvédelemben dolgozó szakemberek feladata, hogy a zajterhelési szintet a törvények és szabályozások által előírt mértékben lecsökkentsék. Munkájukat egyre inkább figyelemmel kíséri a lakosság, amely a sikeres felvilágosító tevékenység következtében igényli a csendes környezetet, tiltakozik megszokott komfortérzetének rombolása ellen. Így lett a környezeti zaj- és rezgésvédelem a környezetvédelem egyik, a lakosság által leginkább figyelemmel kísért területe.

Magyarországon a zaj- és rezgésvédelem jogszabályi háttere biztosított, a környezeti zaj- és rezgésvédelemre vonatkozó előírásokat a 12/1983. (V. 12.) MT számú minisztertanácsi rendelet [\[12/1983. \(V. 12.\) MT sz. minisztertanácsi rendelet a zaj- és rezgésvédelemről.\]](#) alapján dolgozták ki, míg a követelményértékeket a 8/2002. (III. 22.) KvM-EüM együttes rendelete tartalmazza. A határértékek betartását, mivel a hatásköri jogok megosztottak, az illetékes környezetvédelmi hatóság vagy az önkormányzat ellenőrzi. Az előírások ellen vétőket a környezetvédelmi hatóság a 2/1983. (V. 25.) OKTH rendelet [\[2/1983. \(V. 25.\) OKTH rendelet a zaj-és rezgésbírásgról.\]](#) és azt módosító 12/1990. (V. 23.) KVM rendelet [\[12/1990. \(V. 23.\) KVM rendelet a zaj- és rezgésbírásgról szóló 2/1983. \(V. 25.\) OKTH rendelkezés módosításáról.\]](#) alapján zaj- és rezgésbírassággal sújthatja. A magyar szabályozási rendszer az Európai Unió tagországaiban alkalmazott jogszabályaival többségében harmonizál, hiszen az előírások forrása közös volt.

[\http://www.kormany.hu/hu/vidékfejlesztési-minisztérium (A Vidékfejlesztési Minisztérium honlapja)]

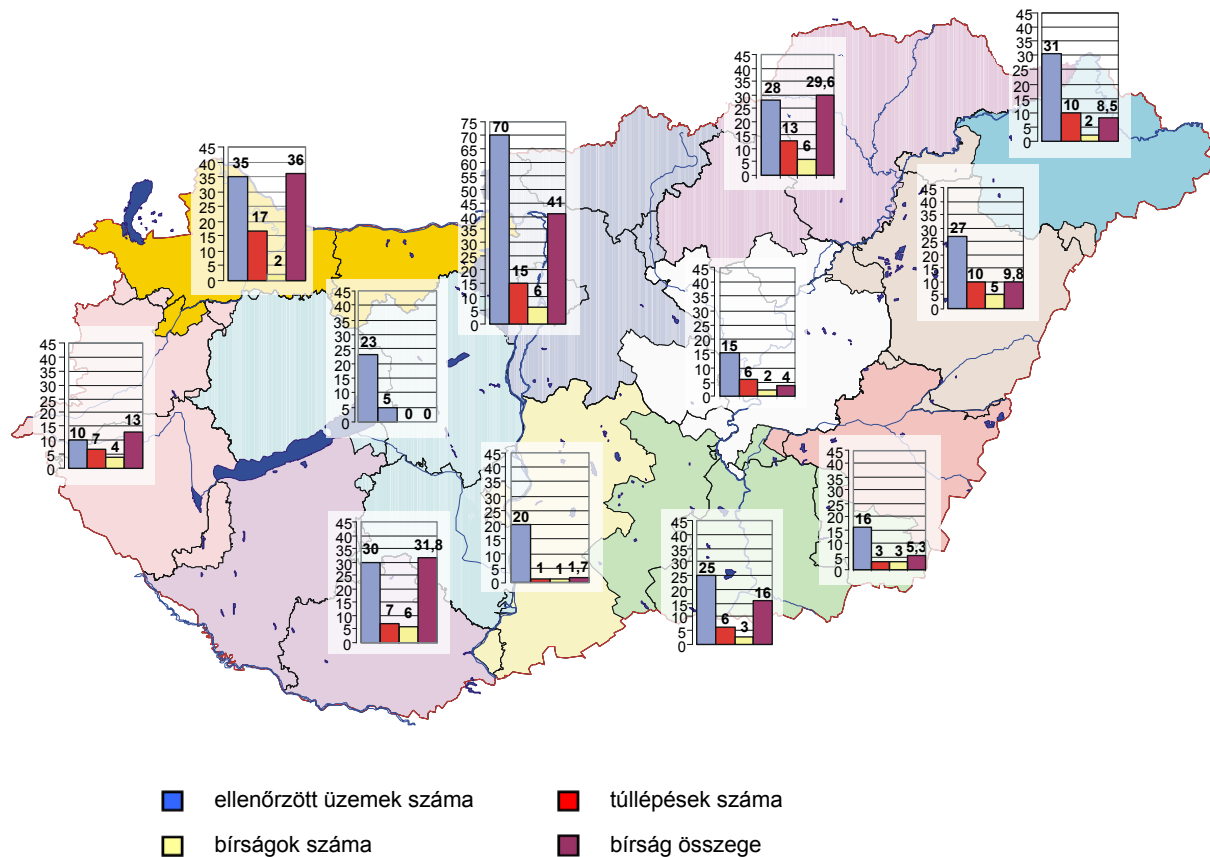
A környezeti zajjal kapcsolatos jogszabályok zajmérési, illetve értékelési kötelezettséget, illetve határértékeket csak az ipari és szolgáltató tevékenységből eredő, valamint a közlekedési zajból származó egyenértékű zajszintekre adnak meg. Ennek az az oka, hogy a legjellemzőbb terhelő zajszint értékek valóban ezekről a területekről várhatóak. A szolgáltató tevékenységek környezeti zaj- és rezgés hatásainak megítélése az önkormányzatok hatáskörébe tartozik, mivel az egységes környezethasználati engedélyezési eljárásban is az önkormányzaté a döntő szó.

Vegyük sorra, hogy milyen forrásból eredhetnek tehát a környezeti zajok.

1.6.1 Létesítmények zajkibocsátása

Hazánkban az ipari és szolgáltató tevékenység zaja a lakosság kb. 5 %-át zavarja. Az ipar hatásának megítélésakor csak a nem szolgáltató jellegű ipar zajkibocsátásának hatásairól vannak országos adatok.

2001-ben összesen 330 üzem méréssel történő ellenőrzésére került sor, amelyek megoszlását a régiók között a 62. ábra mutatja.



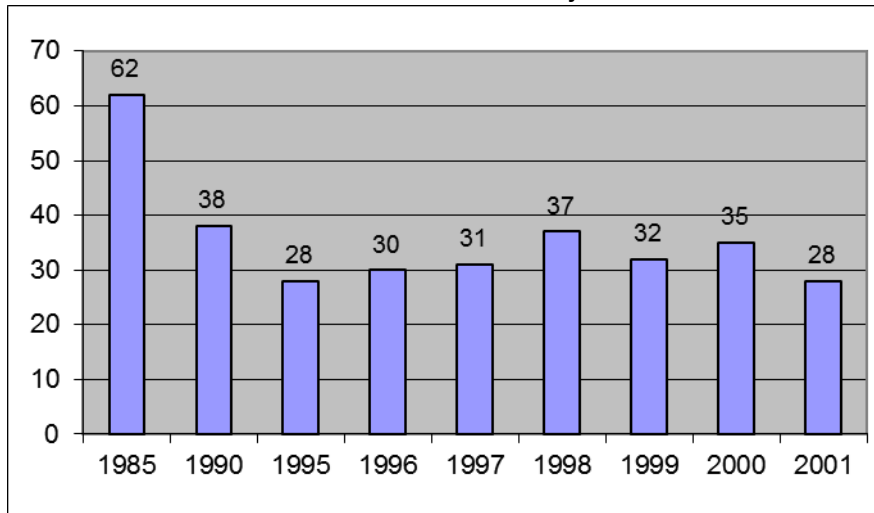
62. ábra Az ipari zajforrások vizsgálata 2001-ben

Forrás: Környezetvédelmi Felügyelőségek adatai

A 63. ábra láthatjuk az előző évek mérési adatait is, ebből megállapítható, hogy az utóbbi időszakban a zajosabb munkahelyek százalékos aránya alig változik. Az ellenőrzött üzemek mindegy 30 %-ánál tapasztalható a megengedettnél nagyobb zajkibocsátás, azaz az üzemek környezetében élő lakosságnak még mindig jelentős részét éri ipari eredetű zavaró zajterhelés. A szinte állandónak tekinthető érték azt jelzi, hogy hazánkban az üzemeltetők és tulajdonosok környezetvédelem szempontjait jelenleg ilyen mértékben veszik figyelembe, illetve tudják figyelembe venni az adott körülmények között. De azt is mutatja ez a stagnálás, hogy a környezetvédelmi szemlélet fejlesztésének területén még vannak feladatok.

A zaj elleni védelem szabályozásában a legfontosabb a zajos üzemek felügyelete. Az ellenőrző hatóságnak a zajbírságolás jogi eszköze segít a zajterhelések csökkentésében. Az

1984-ben bevezetett zajbírság, és a tervszerű hatósági ellenőrzés eredményeként 1991-ig a kötelezettek kb. 40 %-a a határérték alá csökkentette zajkibocsátását.



63. ábra A megengedettnél nagyobb zajterhelést okozó üzemek aránya a vizsgált üzemek számához viszonyítva

Forrás: Környezetvédelmi Felügyelőségek adatai

Az ipari létesítmények zajkibocsátása jelentős mértékben attól függ, hogy milyen számú és jellegű, ill. milyen emissziós értékekkel jellemezhető berendezéseket alkalmaznak a gyártás folyamán, illetve, hogy milyen megoldások születtek a munkahelyi zaj csökkentése érdekében. Mindezek befolyásolják a létesítményen kívülre jutó környezeti zaj immisszió-értékét is. A meglévő gázáram megzavarásából (pl. áramlás útjába helyezett akadály) származó zaj az aerodinamikai zaj. Ilyen pl. a szellőző-berendezések zaja. Ha egy rugalmas szerkezetben a hangfrekvenciás tartománynak megfelelő mechanikus rezgés (testhang) alakul ki, akkor a burkoló elemek ezt kisugározzák a környezetbe, és léghang keletkezik. Ilyen lehet pl. egy dízelmotor, amelyet a gyártósoron meghajtásra használnak. A **64. ábra** egy szellőző-berendezés, mint zajforrás, míg a **65. ábra** egy testhangforrás, egy dízelmotor hullámképét (idő-kitérés diagram) mutatja.



64. ábra Aerodinamikai zaj: szellőzőberendezés zaja

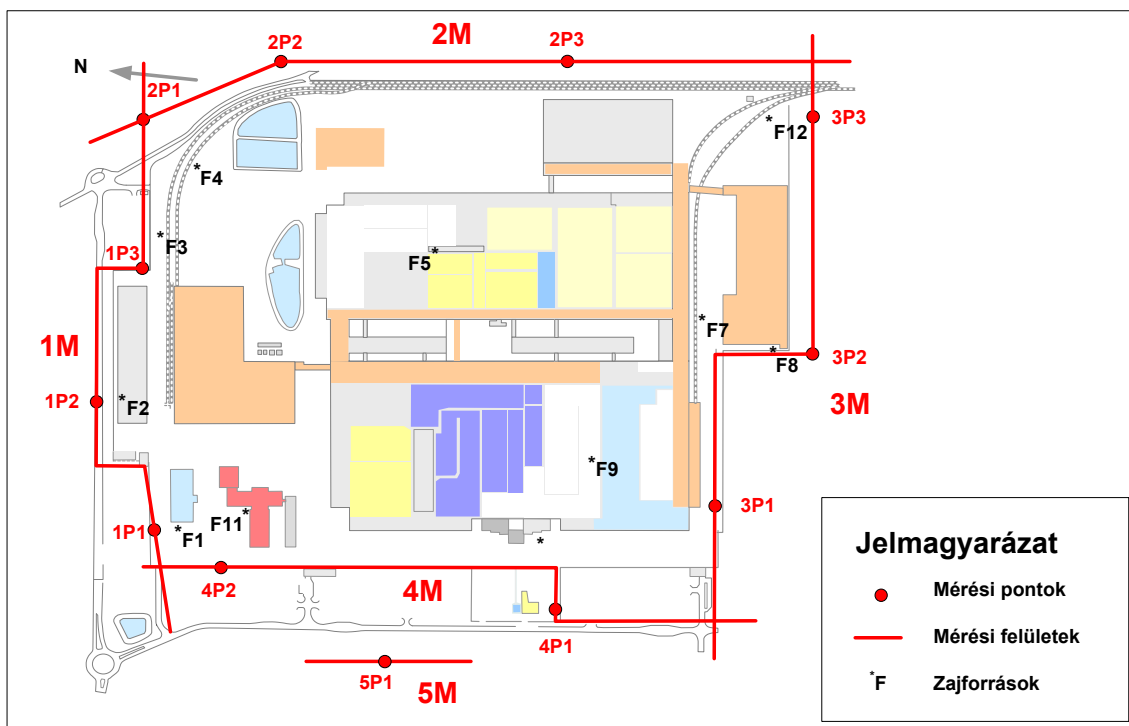
[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]



65. ábra Testhang-gerjesztésű zaj: dízelmotor

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]

Minkét zajforrás hangja kisebb-nagyobb mértékben kijut a környezetbe is, és hozzájárul a környék környezeti zajterheléséhez. Hogy ez a zajterhelés megengedhető mértékű-e, azt jogszabályokban (határértékek) és műszaki előírásokban (szabványok, irányelvek) megadott eljárások, mérések és ellenőrzések útján lehet megtudni. Az üzemek zajkibocsátásának vizsgálatához ismerni kell az üzem zajforrásainak egyedi zajkibocsátását, azaz a hangteljesítményszintjüket, célszerűen az irányítottági jellemzővel együtt. Ha ez nem ismeretes, akkor méréssel kell meghatároznunk. A méréshez a telekhatáron kívül kell kijelölni a mérési felületeket, és ezeken a felületeken mért egyenértékű hangnyomásszintek fogják megadni a mérési jegyzőkönyvek feldolgozása után azt az értéket, amit a megadott határértékekkel kell összehasonlítani [\[MSZ 13-111:85 Üzemek és építkezések zajkibocsátásának vizsgálata\]](#). Amennyiben az így kapott érték nagyobb, mint a megengedett (határérték), akkor az üzem zajcsökkentő beruházásokra kötelezi a hatóság, illetve zajbírságot szab ki. A **66. ábra** egy üzemi helyszínrajzot mutat, a mérési felületek (1M–5M) helyszínrajzával, és a mérési pontokkal (P).



66. ábra Üzemi zajkibocsátás mérési helyszínrajza

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]

Ipari üzemek zajkibocsátásának meghatározásakor tehát figyelembe kell venni a következő tényezőket:

- zajforrások száma;
- az egyes források hangteljesítménye (gépek, szellőző-berendezések stb.);
- az épület falainak hanggátlása;
- épületen belüli zajárnyékolás;
- zajcsökkentő megoldások.

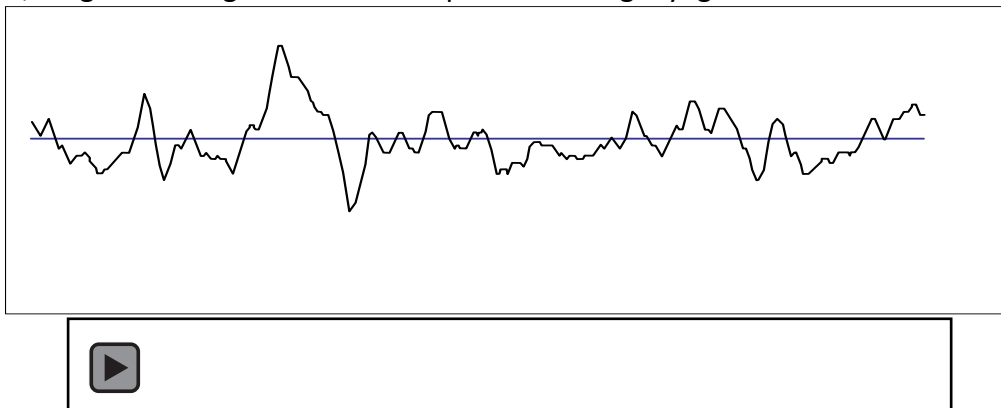
Az utóbbi esztendőkből sok nagyüzem tönkrement, sok új, kevésbé zajos üzem jött létre helyette, és az ipari parkok városokon kívüli kialakítása is segítette a zajterhelési helyzet javulását. Ugyanakkor – a privatizáció, a kisvállalkozások elszaporodása, a hatósági jogkör önkormányzatokkal történt megosztása miatt – a jelenlegi magyarországi helyzet nehezen áttekinthető, és statisztikai adatok beszerzéséhez, feldolgozásához kedvezőtlen. Megszaporodtak a lakóépületekben és a lakókörnyezetben működő kisvállalkozások és ezek zajproblémái. A vendéglátó-, szórakoztató-, kulturális-, és sporttevékenységek, berendezések, létesítmények által keltett zajok miatti panaszok növekedtek, a lakosság általános állapotára jelentős hatással vannak. A problémák tipikusan helyi jellegűek és önkormányzati hatáskörbe tartoznak, azonban megoldásuk társadalmi összefogással érhető csak el. Ugyanis miközben a legjelentősebb környezeti zajforrásoknak a közlekedési és az üzemi tevékenységeket tekintjük, a szórakoztató tevékenységek, az épületgépészeti berendezések, a háztartásokban használt gépek és berendezések, valamint az egyéb – indokolt vagy indokolatlan – emberi tevékenységek részaránya is számottevő tényezők.

[<http://www.antsz.hu/oki/nekap> (A Fodor József Országos Közegészségügyi Központ Országos Környezetegészségügyi Intézetének honlapja - 2006 augusztus)]

A leendő környezetmérnök akár önkormányzatnál, akár ipari vállalatnál fog dolgozni, ezekkel a problémákkal találkozni fog.

1.6.2 Közúti és vasúti közlekedési zajok

A motorizáció folyamatos fejlődése következtében a potenciális zaj- és rezgésforrások száma is állandóan emelkedik. A környezeti zajforrások közül a közlekedés – ezen belül a közúti közlekedés – a legjelentősebb. A zajjellemzők is a legkellemetlenebbek. A **67. ábra** láthatjuk a városi közlekedési zaj (idő-kitérés) hullámképét, és ha digitális formában olvassuk a jegyzetet, meg lehet hallgatni az ehhez kapcsolódó hanganyagot is.



67. ábra Városi közlekedés zaja

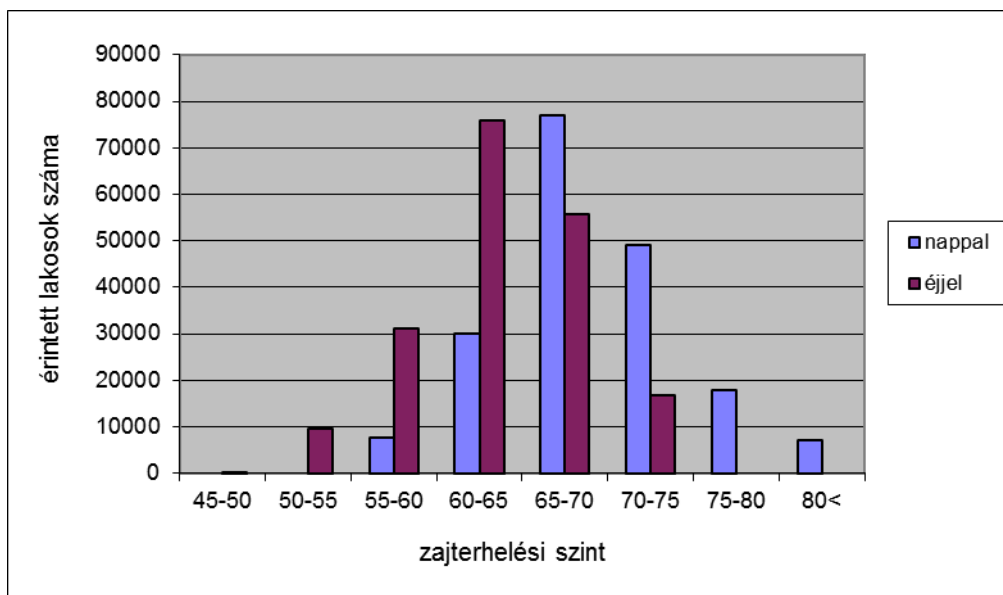
[[KOREN E.: Zajvédelem előadások \(kézirat\); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.](#)]

Az utakon különböző típusú és zajkibocsátású járművek különböző üzemállapotban, változó sebességgel haladnak, az okozott zajt a fentiekén kívül a környezeti viszonyok (pl. beépítettség, az útburkolat fajtája és állapota stb.) is befolyásolják. Közlekedési zaj esetén ezért az utat vagy vasútvonalat tekintjük egyetlen egységes vonalszerű zajforrásnak. Az út- vagy vasútvonal zajkibocsátását az úttól meghatározott távolságban, akadálytalan terjedés feltételezése mellett meghatározott egyenértékű A-hangnyomásszinttel jellemezhetjük.

Közlekedési zaj megítélési ideje (az egyenértékű A-hangnyomásszint, L_{Aeq} vonatkoztatási ideje) az előírások szerint nappal 16 óra (6-22), éjszakai időszakban 8 óra (22-6).

Az ország 1995–2000. között vizsgált legforgalmasabb útvonalainak közelében mért, csúcspontokra vonatkozó zajszintek feldolgozása azt mutatta, hogy a mérési pontok 98 %-ában 65 dBA-nál magasabb volt a zajszint. A zajterhelés lakosságot zavaró hatásának aránya országosan eléri az 50-55 %-ot. Nagyvárosokban ez az arány 60–65 %. Ha ez az érték több órás tartóságú, akkor már nehezen tolerálható. A Budapestre és hét megyére kiterjedő környezeti zajmérési program keretében született eredmények megerősítették az addigi feltételezéseket és ismereteket, miszerint mind a nappali, mind az éjszakai zajszint meghaladja az egészségügyi határértékeket.

A **68. ábra** a vizsgált területeken érintett lakosság számát mutatja.



68. ábra Zajterheléssel érintett lakosok száma Magyarországon

[Forrás: KVVVM](#)

Amint az ábrából látható, kiterjedt területeken, elsősorban a városi főútvonalak mentén, jelentős lakosságot érint a határértékek olyan fokú túllépése, amely már az egészséget veszélyeztető hatású. Főútvonalak mentén az épületek homlokzatait érő zajterhelés általában nappal 70-83 dB, éjjel 60-75 dB körül mozog.

Az Európai Bizottság az 1996-os Zöld Könyvben a zajpolitikára egy új keretrendszert dolgozott ki, amelynek alapját a Közösség, a tagállami és a helyi szintű szervezetek közötti felelősség megosztása jelenti, valamint a szennyező forrásnál történő zajcsökkentési stratégia kiterjesztése. A 2002-ben elfogadott új irányelv a zajszennyezési probléma kezelésére egy közös megközelítési módszert javasolt, amelynek célja a lakosság megvédése a lakókörnyezetben elszenvedett zajszennyezés okozta káros hatásoktól [\[PASSALACQUA M. - BERKI ZS. - SÁNDOR CS.: Környezeti kérdések, szabályozás az Európai Unióban és Magyarországon; 2004; Oktatási anyag a magyarországi mikro, kis- és középvállalkozások számára;.\].](#)

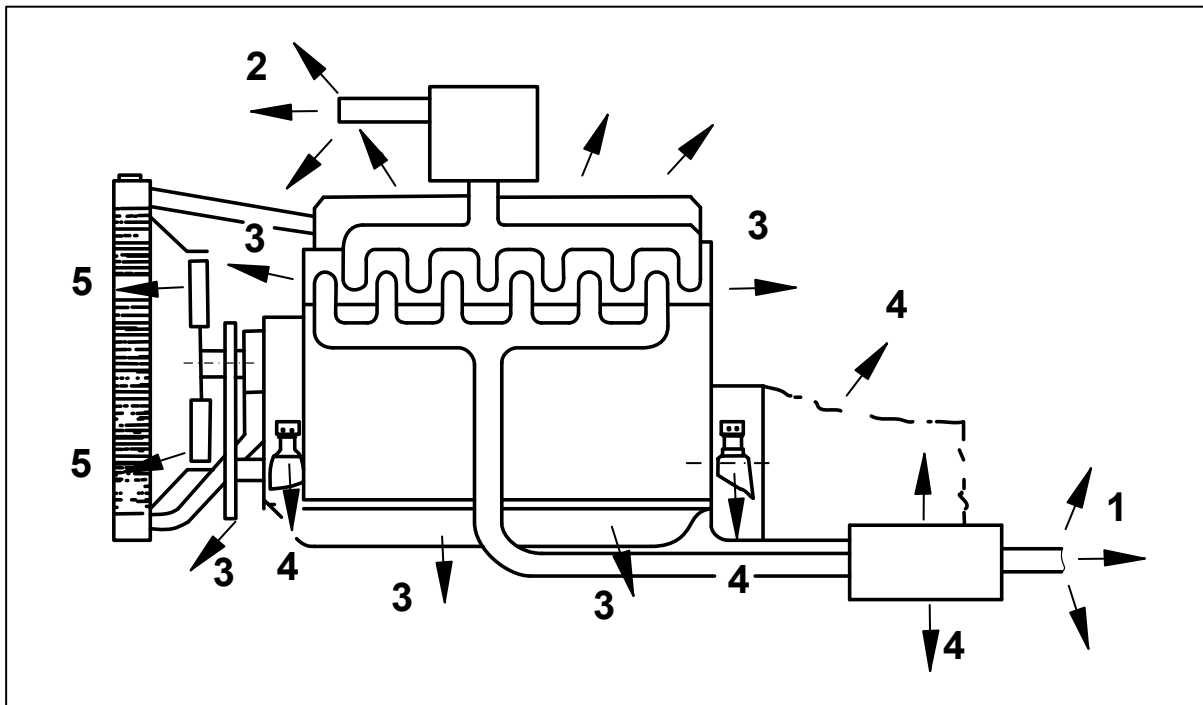
1.6.2.1 Közúti zaj

A nagymértékű közúti zajterhelés több tényező függvénye. A gépjárművek zajkibocsátása [\[BUNA B.: A közlekedési zaj csökkentése; 1982; Budapest; Műszaki Kiadó;.\]](#) különböző zajforrásokból ered és a következő zajokból tevődik össze:

- motorzaj, a motor felületéről lesugárzott zaj;
- erőátvitel (nyomatékváltó, kardántengely, differenciálmű) zaja;
- karosszéria zaja, a motor, ill. az útfelület által gerjesztett és a karosszéria felületeiről lesugárzott zajok;
- kipufogózaj, a kipufogórendszer felületéről lesugárzott zaj, és a csővég zaja;
- gumiabroncs-zaj (gördülési zaj);
- segédberendezések (szívóberendezés, hűtőventilátor stb.) zaja;
- egyéb berendezések (csikorgó fékek, dudu) zaja.

1.6.2.1.1 Motorzaj

A belsőégésű motorok zajkeltési mechanizmusa a periodikus működési mód és a bonyolult felépítés következtében rendkívül összetett, a motorzajnak nevezett zaj számos rész-zajforrás zajából tevődik össze, melyeket a **69. ábra** mutat. A motorfelületről lesugárzott zaj, az égésben lezajló periodikus nyomáslengések és a periodikus, gyakran ütemszerű mechanikai folyamatok a dugattyú és a hengerek között, a forgattyús és a vezérlőmechanizmusban keletkeznek.



69. ábra A belső égésű motor rész-zajforrásai (1. kipufogógáz-kilépés; 2. égéslevegő-belépés; 3. motorfelület; 4. a motorhoz kapcsolódó részek; 5. hűtőrendszer)

[\[MÓRO CZ A.: Adott terület beépítettségével kapcsolatos zajterhelés vizsgálata; 2004; Győr; Széchenyi István Egyetem, szakdolgozat;.\]](#)

1.6.2.1.2 Erőátvitel zaja

Az erőátvitel zaja részben a nyomatékváltó, főáttétel, differenciálmű fogaskerekeinek kapcsolódásakor fellépő, periodikus gerjesztők hatására keletkezik, részben a testhangterjedési utakon keresztül a motor rezgésgerjesztéséből származik. A zaj a tengelykapcsoló-, nyomatékváltó-, differenciálmű-ház felületéről sugárzódik le.

1.6.2.1.3 Karosszériazaj

A karosszériazajon a motor és az erőátviteli rendszer, az út és a légáramlás által gerjesztett és a karosszéria felületéről lesugárzott zajok összességét értjük. A külső zaj szempontjából az első két gerjesztés hatása általában elhanyagolható, és az aerodinamikai zajok is csak nagyobb sebességnél határozzák meg az eredő zajt.

1.6.2.1.4 Kipufogózaj

A kipufogási zaj, amely főként a kipufogószelep nyitásakor a hengerben lévő égéstermékek lökészerű hirtelen kiáramlása miatt keletkezik, hangtompító nélkül a gépjármű legzajosabb zajösszetevőjét képviseli. A kipufogási zaj nagyságát befolyásoló jellemzők közül legfontosabb a motorfordulatszám, a szelepnnyitás pillanatában a hengerben uralkodó nyomás nagysága, a kipufogószelep mérete és a nyitási-zárási lehetőségek.

1.6.2.1.5 Gumiabroncs-zaj

A gépjármű zajforrásai között a motorzaj mellett a gumiabroncs-zaj a legjelentősebb, sőt bizonyos üzemi állapotokban és útviszonyok mellett az eredő zajszintet egyedül meghatározó zajösszetevő. Méréstechnikailag közvetlenül a gördülési zaj meghatározására nyílik lehetőség.

Gördülési zajon a leállított motorral hajtás nélkül, szabadon gördülő gépjármű elhaladási zaját értjük. Amennyiben a gépjármű karosszériájánál keletkező aerodinamikai zajokat és a fogaskerék-áttételek zaját ebből a zajból levonjuk, akkor kapjuk meg a gumiabroncsok útfelületén gördülése közben keletkező gumiabroncs-zajt. Az I. és II. sebességfokozatban való haladás közben a hajtás zaja dominál, a III. sebességfokozatban azonban a két fő zajforrás hatása már összemérhető. Az e sebességfokozatokhoz tartozó sebességek a városi forgalomban leggyakrabban előforduló értékek, így személygépkocsinál a városi közlekedés zajának kialakításában mind a hajtási, mind a gumiabroncs-zaj részt vesz. *A nagyobb sebességek tartományában a gumiabroncs-zaj dominál.*

Nedves útburkolat és gumiabroncs esetén a gumiabroncs-zaj szintje megnő. A gumiabroncs futófelülete, mintázata és mélysége is befolyásolja a zajszintet. Attól függően, hogy milyen gumiabroncsot használunk, változik a zajszint. A tapasztalatok szerint az érdes burkolaton a

kopott felületű gumiabroncs akár 3 dB-lel hangosabb lehet, mivel a gumiabroncs - útburkolat érintkezési felület nagysága megnő.

Az útburkolat felületi kialakítása és érdeessége a gumiabroncs futófelületének mintázatához hasonlóan jelentős hatással van a gumiabroncs-zaj nagyságára. Befolyásoló tényező a burkolat típusa: pl. nem mindegy hogy kockakő vagy aszfaltburkolat van, vagy milyen mélységű gumiabroncs fut a burkolaton. Ezeket mind figyelembe kell venni a vizsgálatok során [[BUNA B.: A közlekedési zaj csökkentése; 1982; Budapest; Műszaki Kiadó;.\].](#)

1.6.2.1.6 Segédberendezések zaja

A belsőégésű motorok működéséhez általában a következő segédberendezések szükségesek:

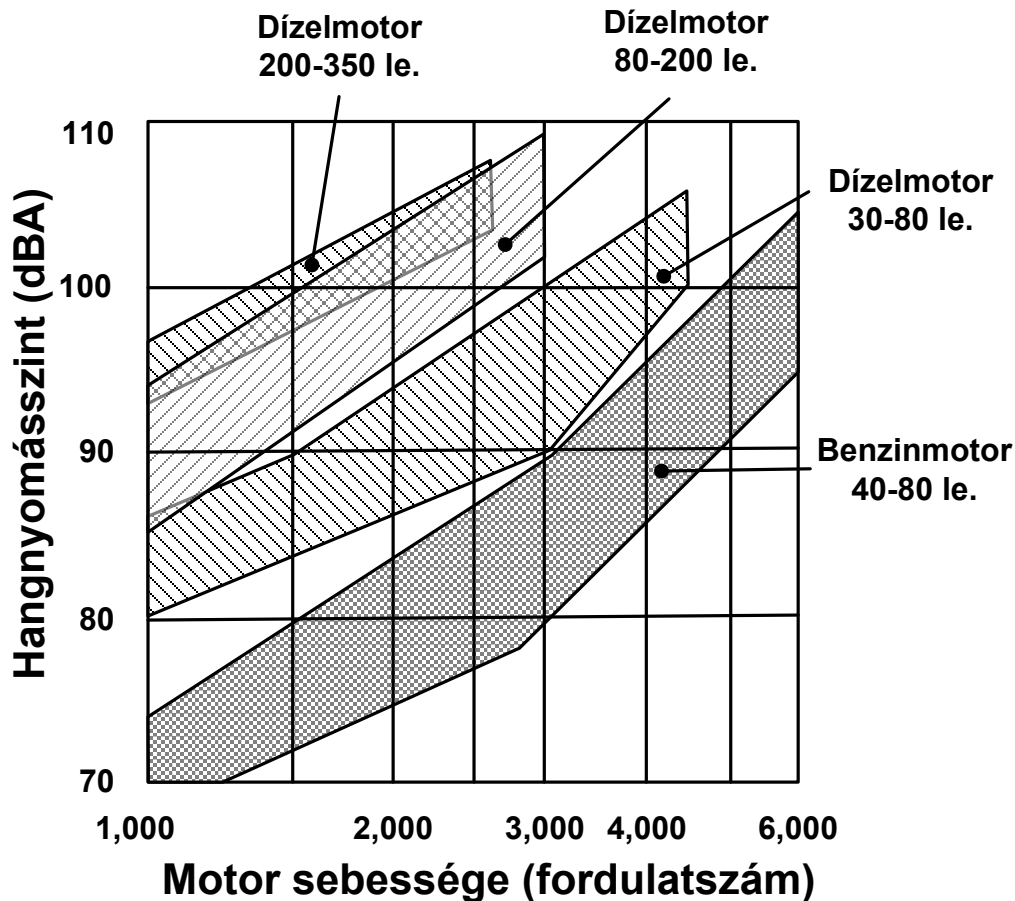
- szívóberendezés;
- hűtőventillátor vízűtéses motoroknál;
- hűtőlevegő-fúvó léghűtéses motoroknál;
- befecskendezőszivattyú;
- öblítőfúvó kétütemű motoroknál;
- turbótöltő feltöltéses motoroknál;
- indítómotor;
- dinamó vagy generátor.

A segédberendezések működése közvetlenül is zajt okoz, de felületükről a motorral gerjesztett és testhang-vezetéssel oda jutó zajt is lesugározzák.

1.6.2.1.7 Gépjármű-zajforrások összegzett hatása

Az egyes rész-zajforrások zajszintje a motorfordulatszám és az ezzel arányos menetsebesség függvényében változik. Erre mutat példát a **70. ábra**. Általában a menetsebességgel hatványfüggvény kapcsolatban állnak.

Egy tehergépkocsi (dízelmotor) eredő kipufogási zaja pl. 79,7 dB(A). A gépjármű zajforrásai között a motorzaj mellett a gördülési zaj a legjelentősebb. Bizonyos útviszonyoknál ez lehet az eredő zajszintet meghatározó jellemző. Gördülési zajon a leállított motorral, szabadon gördülő jármű elhaladási zaját értjük a karosszéria zajok levonása után. Nagyobb sebességi tartományban, autópályán, a személygépkocsik gördülési zaja a domináns. Nehézárműveknél a motorzaj a nagyobb hatású az eredő zaj szempontjából. A gumiabroncs-zaj intenzitása a legördülési sebesség negyedik hatványával arányos, és a frekvenciaspektruma a menetsebesség növekedésekor a nagyobb frekvenciák felé tolódik el. A profil nélküli gumiabroncs csendesebb, mint a profilos. A gördülési zaj mértékénél nagyon jelentős szerepe van a burkolat típusának, állapotának, és elmondható, hogy gumiabroncs zajforrás mellett útfelület zajforrás is létezik, hiszen a burkolat minden esetben érdes felület. A **71. ábra** adott sebesség mellett a burkolat érdeességének gördülési zajra gyakorolt hatását vizsgálhatjuk meg.



70. ábra A zajszint változása a fordulatszám függvényében

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]

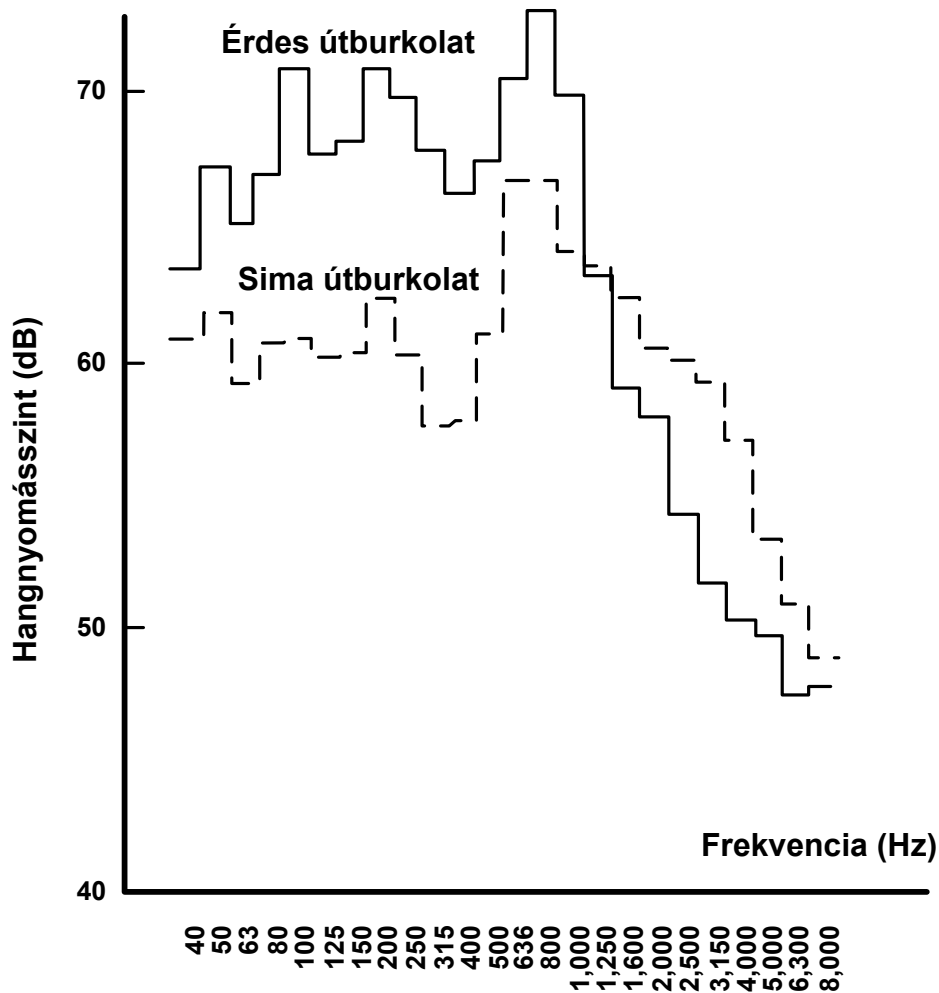
Általánosságban elmondható, hogy a motortól származó zajhányad a személygépkocsiknál a motorzajjal azonos nagyságrendű, tehát az erőátvitel zaja nem hangsúlyos tényező. Tehergépkocsiknál a nyomatékvtóknál lesugárzott zaj 7-10 dBA-val kisebb a motorzajnál. Az erőátvitel zaja általában az üzem során bekövetkezett hibák esetében válik jelentőssé. A karosszéria zaj az utastérben kialakuló belső zajszint miatt nagy jelentőségű. Az utastérbe zárt levegőtömeg ugyanis az üreg mérete, alakja által meghatározott frekvencián könnyen lengésbe hozható. A szélzaj-gerjesztés magas infrahangszinteket eredményezhet. A jobb első ablak kinyitása és az infrahangcsúcs nagysága között határozott összefüggés van. Valószínűleg az infrahang-összetevők felelősek a gépkocsival történő hosszabb időtartamú utazások fárasztó, gyakran fejfájást is okozó hatásáért [BUNA B.: A közlekedési zaj csökkentése; 1982; Budapest; Műszaki Kiadó;].

Közúti forgalomból adódó környezeti zaj zajterhelését meghatározó főbb tényezők:

- forgalom sűrűsége;
- járművek típusa;
- járművek műszaki állapota;
- járművek sebessége;
- nehézgépjárművek aránya;
- az út lejtése/emelkedése;
- burkolat típusa;
- burkolat állapota.

A közlekedési zaj számítása és mérése szabványok szerint végzendő.

Nagy forgalmú utak (pl. autópályák) vonalszerű zajforrásnak tekinthetők.



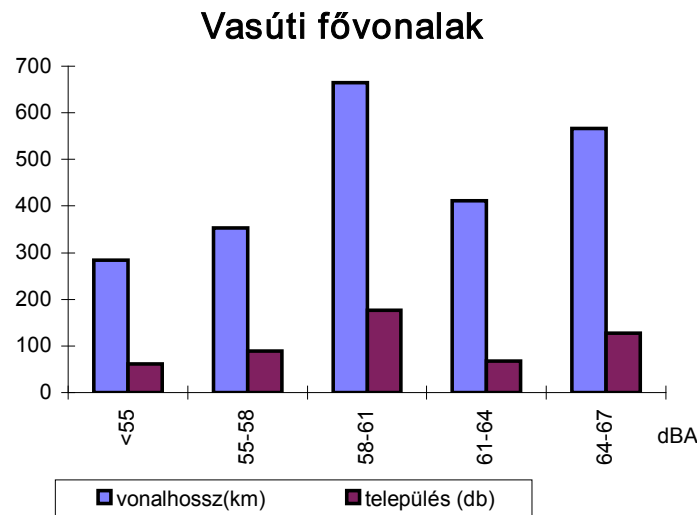
71. ábra Kerekek és útburkolat kölcsönhatásából származó zaj sima és érdes burkolaton, 80 km/h sebességnél

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]

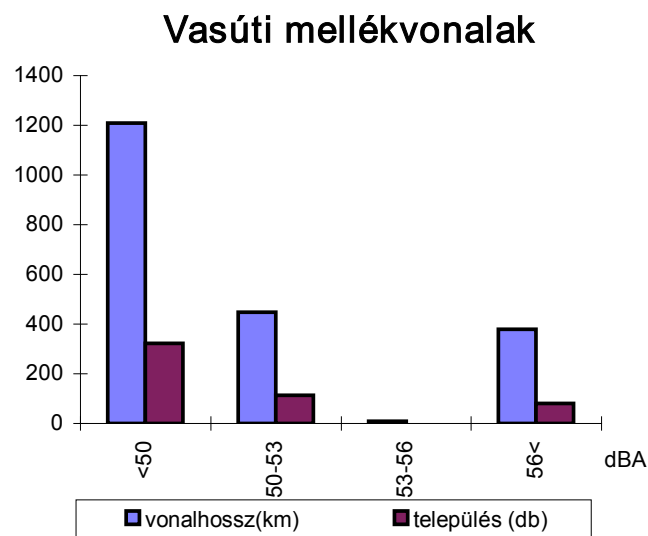
1.6.2.2 Vasúti zaj

A vasúti közlekedés zaja összehasonlíthatatlanul szűkebb területen élőket érint, a lakosság 8-10 %-át zavarja, a zajesemény jellege viszont kellemetlenebb. Az utóbbi években kialakult helyzet stabilizálódott, sőt egyes helyeken forgalom csökkenés állt be. Jellemző terhelésiadat-statisztikák nem állnak rendelkezésre. A jelenlegi forgalom és technikai, műszaki adottságok mellett a vasúti fővonalak mentén nappal már csak kevés helyen nem teljesül a 65 dBA nagyságú követelményérték a vasút melletti védendő homlokzatok előtt, mellékvonalaknál ugyanez a megállapítást tehetjük 60 dBA zajterhelési szintre vonatkozóan. Éjszaka azonban ennél lényegesen kedvezőtlenebb a helyzet, ahogy ezt a **72. ábra** mutatja.

Ezek szerint a vasúti fővonalak által érintett települések több mint 80 %-ánál a megengedettnél nagyobb zajkibocsátási szint mérhető, míg a mellékvonalak esetén ugyanez a mutató 37 % körül mozog (**73. ábra**). Itt mindenképpen figyelembe kell venni, hogy az előírások szerint a követelményértékek nem azonosak, a mellékvonalak esetén a követelményérték éjjel 50 dBA. Mindezek alapján elmondható, hogy a vasúti zaj által okozott lakossági zavarás mértéke folyamatosan csökken.



72. ábra A vasúti fővonalak zajkibocsátásának vizsgálata éjjel (számított értékek)



73. ábra A vasúti mellékvonalak zajkibocsátásának vizsgálata éjjel (számított értékek)

Forrás: MÁV Rt. GK. Akusztikai Laboratórium

A nagyvasúti és a közúti vasúti járművek eredő zaját a gépjárművekhez hasonlóan több rész-zajforrás együttesen határozza meg. A vasúti zaj legfontosabb rész-zajforrásai a következők.

1.6.2.2.1 Vasúti járművek zaja

Gördülőállomány:

A belsőégésű motorok zajkeltési mechanizmusa a periodikus működési mód és a bonyolult felépítés következtében rendkívül összetett, a motorzajnak nevezett zaj számos rész-zajforrás zajából tevődik össze.

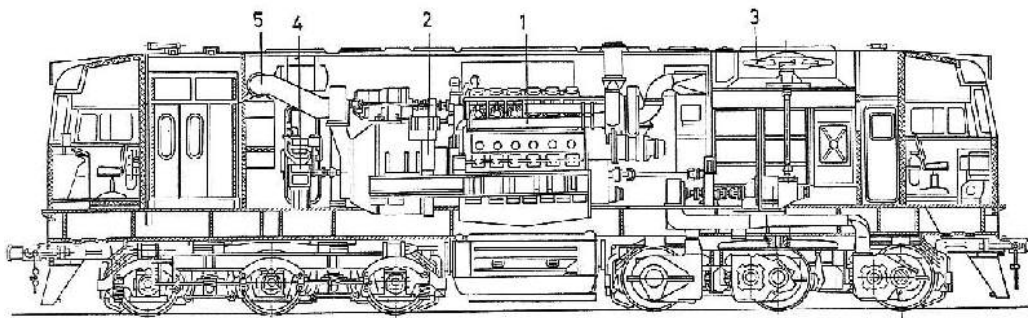
Vontatójárművek:

- villamos:
 - hajtás (villamos motor, transzformátor),
 - segédberendezések (ventilátor, olajszivattyú, kompresszor, főkapcsoló, áramszedő),
 - gördülés,
 - légáramlás,
 - másodlagos zajforrások (kopás, gyártási hiba, laza rögzítések);
- dízel:
 - hajtás (belsőégésű motor),
 - segédberendezések (befecskendezőszivattyú, lassító áttétel),
 - gördülés,
 - légáramlás,
 - másodlagos zajforrások.

A vasúti járművek zajforrásait összefoglalóan a **10. táblázat**, a dízelmozdonyok főbb zajforrásait a **74. ábra** mutatja.

10. táblázat Vasúti járművek fontosabb zajforrásai

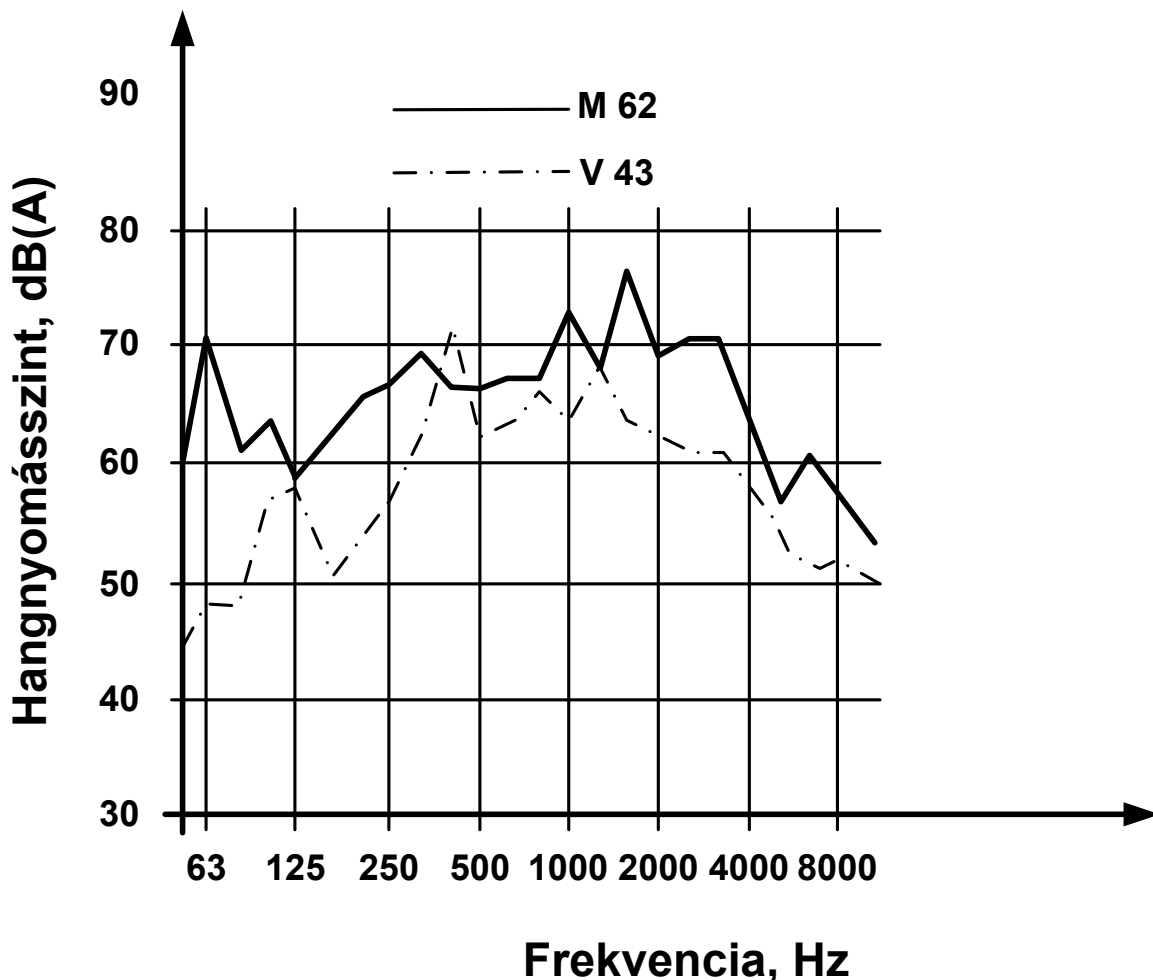
Futómű	Járműszekrény	Gépezeti részek
Gördülés a sínen	Légörvények	Dízelmotor
Kerékegyenetlenségek	Másodlagos zajok a futóműből	Hajtómű (mechanikus, hidraulikus, hidromechanikus)
Sínegyetlenségek	Meglazult elemek, alkatrészek	Fődinamó és villamos vontatómotorok
Alépitmény hatása	Zaj a különféle réseknél	Fogaskerekek
Rugózás rendszerének hatása		Segédüzemi berendezések
Fékezés hatása		Különbéle tengelyek



74. ábra Az M62 sorozatú dízelmozdony főbb zajforrásai (1. dízelmotor, 2. főgenerátor, 3. hűtőventilátor, 4. légsűrítő, 5. szellőzőventillátorok)

[MEZEI I.: Vasúti környezetvédelem; 1990; Budapest; MÁV Vezérgazgatóság;.]

A dízel-villamos és villamos mozdonyok elhaladási zajának és zajspektrumának összehasonlítására a **75. ábra** ad lehetőséget.



75. ábra Az M62 és a V43 sorozatú mozdonyok elhaladási zajspektruma
[MEZEI I.: Vasúti környezetvédelem; 1990; Budapest; MÁV Vezérigazgatóság;.]

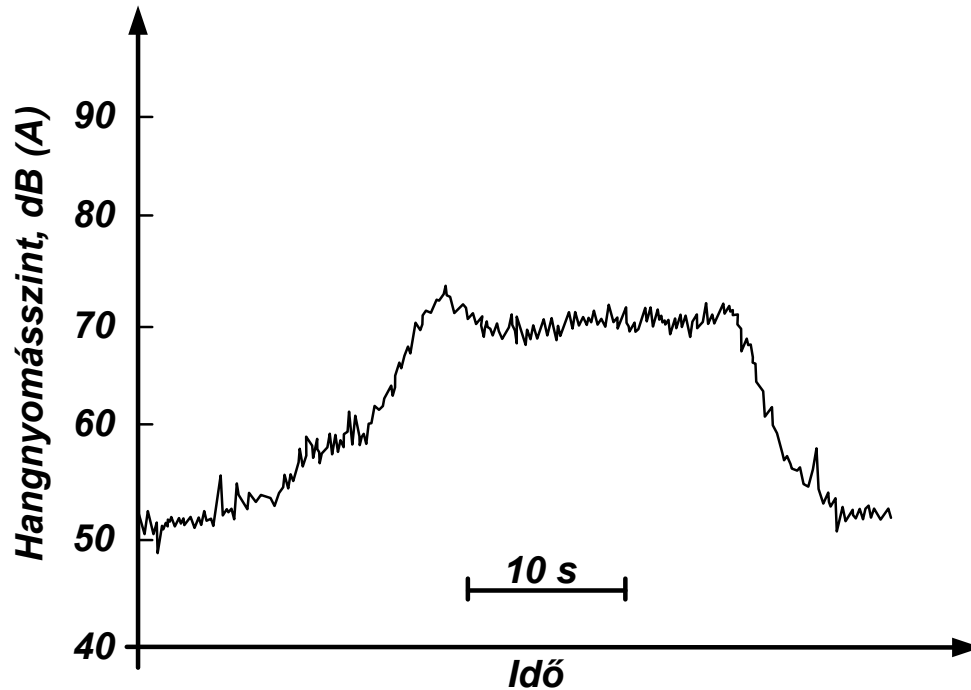
A **75. ábra** az 1400 kW teljesítményű, dízel-villamos hajtásrendszerű, M62 sorozatú és a 2200 kW teljesítményű, V43 sorozatú villamos mozdony elhaladási zajspektrumát ábrázolja. A dízel-villamos mozdony zaja gyakorlatilag a teljes frekvenciatartományban nagyobb a villamos mozdonyénál. A vontatójárművek másik zajforrása a nagyteljesítményű léghűtő, amely a járműtől 10 m-re mérve eléri a 107 dB-t.

Vontatott járművek:

Magyarországon szokásos sebességnél a dízelmozdony vontatta szerelvényekre jellemző, hogy a vontatójármű zaja nagyobb a kocsik zajánál, a villamos mozdony vontatta szerelvények esetén ez csak kisebb sebességek tartományában igaz.

- Személykocsi zajforrásai:
 - segédberendezések (szellőztetés, világítás, fékberendezés),
 - forgóváz.

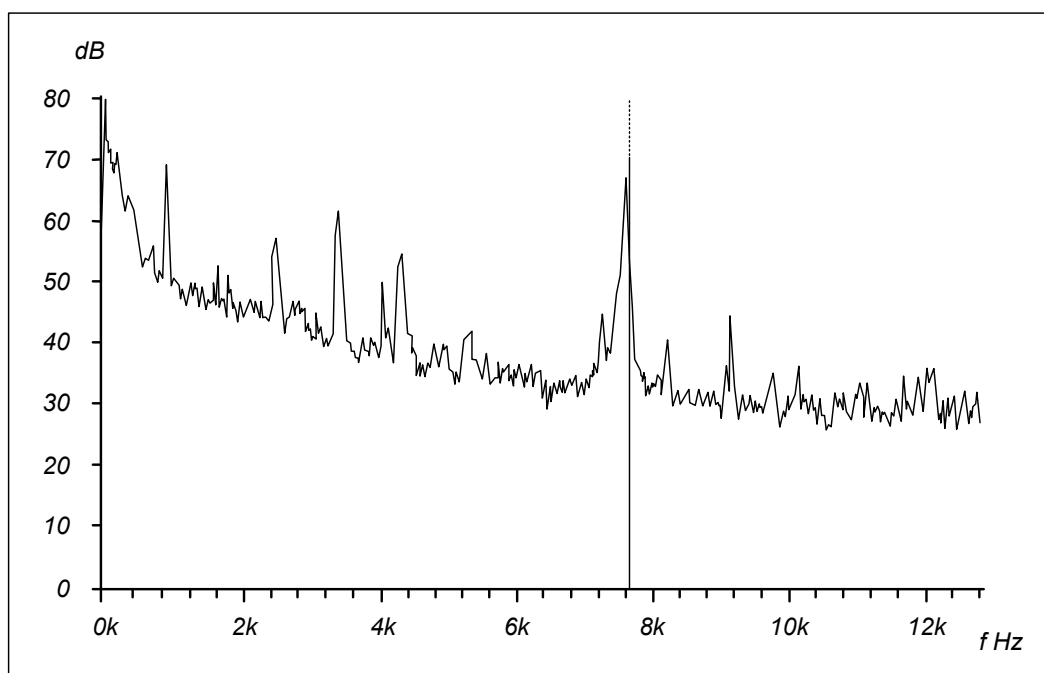
A **76. ábra** egy személyvonat elhaladási zaj-idő függvényét láthatjuk.



76. ábra Személyvonatok tipikus elhaladási zajszint-idő függvénye (indulás utáni felgyorsulási szakaszban)

[BUNA B.: A közlekedési zaj csökkentése; 1982; Budapest; Műszaki Kiadó;.]

A vontatott járművek okozta különleges zaj a rendező pályaudvaron tolató tehervonat zaja. A **77. ábra** egy rendező pályaudvar zajspektrumát mutatja, ahol a kiugró tuskék a háttérzajra szuperponálódó kocsí-ütközések zajából adódnak.



77. ábra Tolatás során keletkező üzemi zaj spektruma

[MEZEI I.: Vasúti környezetvédelem; 1990; Budapest; MÁV Vezérigazgatóság;.]

1.6.2.2.2 Gördülési zaj

Az előző fejezetben tárgyalt járművekből eredő zaj egy új színezetet kap, ha ez a jármű egy felépítményen gördül, és rezgésbe hozza a felépítmény elemeit. A felépítmény részei:

- sín;
- sínrögzítő elemek;
- keresztaljak;
- ágyazat (zúzottkő, betonelem).

A gördülési zajt a kerék és sín érdessége miatt változó erőhatásokkal előidézett rezgésgerjesztés okozza. A gördülési zaj frekvencia-spektrumában 500 Hz alatt a sín, 1000 Hz fölötti tartományban pedig a kerék sugárzása a mértékadó. A kerék gördülése során gerjesztett forgóváz az 500-1000 Hz közötti tartományban sugároz.

A kialakuló zajszint értékét a járműtől, ill. a felépítménytől függő tényezők befolyásolják.

A járműtől függő tényezők:

- a kerék futófelületének állapota;
- a fékezési rendszer.

Felépítménytől függő tényezők:

- a sín futófelületének állapota;
- a hegesztett/hevederes pálya;
- a váltócsoportok és
- a ragasztott sinkötések.

A kerék és a sín futófelületén lévő hibák:

- laposodás;
- felhordás;
- kagylós kopás;
- növelik az elsugárzott zajszint értékét, illetve a zajszint dinamikáját.

A kerék-sín rendszer által kiváltott zaj erősségének szintjére a következők is hatnak:

- a sín hullámos kopásai;
- a jármű kigyózó futása,
- a gördülő kerékfelületek egyenlőtlenségei;
- az abroncsok súrlódása éles ívekben;
- a féktuskók súrlódása fékezésnél.

Az egyes zajforrások eredő zajhoz való hozzájárulása különböző, és a szerkezeti kialakítás, üzemi jellemzők mellett az észlelés helyétől is függ. A legfontosabb zajforrások a hajtóegység és a segédberendezések zaja, a kerék/sín kölcsönhatásából eredő zaj, és nagy sebességeknél az aerodinamikai zaj [\[BUNA B.: A közlekedési zaj csökkentése; 1982; Budapest; Műszaki Kiadó;.\]](#)

1.6.3 Repülési zaj

A repülőgépek a legnagyobb hangteljesítményű közlekedési eszközök. Szerencsére repülési idejük nagy részében a lakott településektől távol vannak, így csak a repülőterek körzetében jelent problémát a zajuk.

A budapesti Ferihegyi Nemzetközi Repülőtér környékén monitor hálózat működik, amely 1983. óta ellenőrzi a repülőteret igénybevevő gépek által okozott zajterhelést, a környéken élő lakosság védelmében kialakított környezetbarát repülési mód előírásainak betartását. A rendszer adatai a zajterhelés kisebb mértékű csökkenését jelzik, a legutóbbi felmérések szerint légi közlekedésből származó 70 dBA-nál nagyobb egyenértékű szint már alig érint lakott területet. A legutóbbi felmérések szerint összesen mintegy 1000 ingatlan tartozik abba a zónába, ahol a repülésből eredő zajterhelés mértéke meghaladja a 65 dBA értékét.

A repülőtér körüli zajgátló övezetekben – elsősorban a belső övezetben – folyamatosan folyik az ott lévő lakó- és intézményépületek nyílászáró szerkezeteinek akusztikai szempontból való megerősítése. Itt alkalmazták első alkalommal az utólagos passzív zajvédelmi intézkedéseket egy program keretében Magyarországon.

A zajgátló védőövezet a repülőtér telekhatárán kívül eső területnek az a része, amelyen a repülőtér üzemeltetéséből számított mértékadó zajterhelés meghaladja a közlekedéstől származó környezeti zajnak a jogszabályban [\[8/2002. \(III. 22.\) KvM-EüM együttes rendelete a zaj- és rezgésterhelési határértékek megállapításáról.\]](#) meghatározott, a terület funkciója szerint előírt zajterhelési határértéket. [\[HAJDÚ S.: A repülési zaj hazai környezetvédelmi stratégiája; 2002; Haiduszoboszló; Zajvédelmi szeminárium \(előadás\).\]](#)

A gazdasági átalakulás szerte az országban megindította a kisrepülőgépes vállalkozói tevékenységet, amely főként a lakó- és üdülőterületek közvetlen közelében, alacsony légtérben zajlik. Vizsgálati eredmény ezek hatásáról alig van, zavarás miatti panaszbejelentés viszont máris, tömegesen. A volt szovjet katonai repülőterek újrahaznosítása is megkezdődött – zajterhelési problémákkal.

Ha a földről figyeljük meg a repülőgép zajt, akkor azt tapasztaljuk, hogy az a környezeti zajból kiemelkedve növekszik egy legnagyobb értékig, majd a gép távolodásával csökken, végül beleolvad a környezeti zajba.

A repülőgép fő zajforrásai a következők:

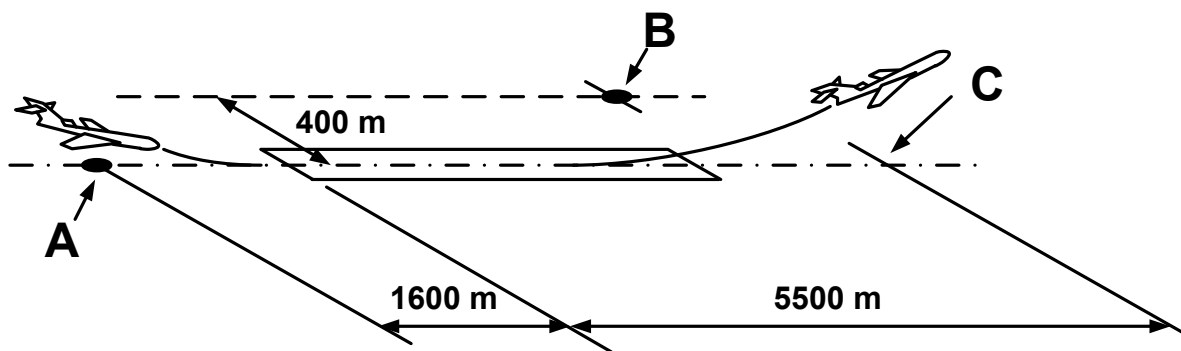
- szívási zaj;
- kompresszor zaj;
- égési zaj;
- turbinazaj;
- a hajtómű burkolófelületéről lesugárzott zaj (gerjesztő a hajtómű rezgése);
- aerodinamikai zaj (repülőgépváz zaja);
- gázsugárzaj.

Merevszárnyú, gázturbinás repülőszerkezetek esetén a korábbi, mellékáramú hajtóműveknél egyértelműen a *gázsugárzaj* hatása dominált, a *gázsugárzaj* szerepe azonban a korszerű

nagy mellékáram-arányú hajtóműveknél is jelentős, mert ezeknél a *ventillátorzajt* műszaki eszközökkel már lecsökkentették. Ez utóbbi hajtóműveknél a *ventillátor*, amely mind előre, mind hátrafelé sugároz, és a *turbina* a domináló rész-zajforrás. E zajforrások hatását egészíti ki a középnyomású *kompresszor* és a két, a *ventillátorból* és az égéstérből kiáramló *gázsugár* zaja. A *hajtómű* teljesítmény nagysága legnagyobb mértékben a *gázsugárzajt* befolyásolja, amely zajforrás különböző géptípusoknál a felszállási és a névleges teljesítmény kifejtésekor alapvetőnek tekinthető.

A **78. ábra** egy kifutópálya átlagos zajkibocsátását mutatja. Az ábrán a zajterhelés:

- az A mérési pontban: 102-108 dB;
- a B mérési pontban: 102-110 dB;
- a C mérési pontban: 93-108 dB.



78. ábra Kifutópálya zajkibocsátása

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]

1.6.4 Környezeti zaj csökkentésének lehetőségei

A környezeti zaj az egyes zajkibocsátási összetevők egyéni zajcsökkentésének megoldásával (emisszió csökkentés) javítható. Azonban nem mindig hozza azt az eredményt, amit az emisszió csökkentésre fordított összegek alapján elvárhatnánk. Ezért a passzív védekezés lehetősége sokkal szélesebb, és sokszor hatékonyabb, a környezeti zajtól szenvedő lakosság szempontjából. Az aktív és a passzív zajcsökkentési lehetőségekről a 9. fejezetben lesz szó. Itt csak röviden felsoroljuk az ebben a fejezetben említett zajterhelések csökkentési lehetőségeit.

1.6.4.1 Ipari zaj csökkentése

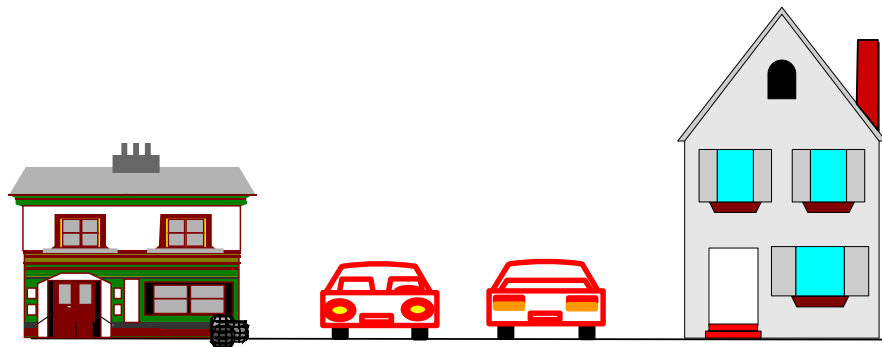
Az ipari területen kívülre jutó zajszint csökkentését, ill. évenkénti ellenőrzését rendelet [\[280/2004. \(X. 20.\) Korm. rendelet a környezeti zaj értékeléséről és kezeléséről.\]](#) írja elő. Az új iparterületek (ipari parkok) helyének alkalmas megválasztásával, a régiak városközpontból való kitelepítésével a lakossági környezet zajterhelése csökkenthető. Mindegyikre találunk országszerte jó példákat. Azok az ipari létesítmények, amelyek nem esnek ebbe a kategóriába, a belső zajkibocsátási szintjüket kell csökkenteniük nagyobb mértékben, vagy a kijutó zaj útjába épített akadállyal (szellőző-berendezések kivezetésének zajszigetelése) érhetik el a kívánt eredményt.

1.6.4.2 Közlekedési zajok csökkentése

A korszerű gépjárművek és a vasúti, vagy közúti kötöttpályás járművek zajszintje már kedvezőbb, mint a korszerűtlen elődeiké volt. Azonban a gépjárműpark, ill. a vasúti járműpark összetétele még nem a 21. századi lehetőségeket mutatja, noha az utóbbi időben javult. Ezért a közlekedés területén elsősorban a forgalomszervezés, ill. a passzív védekezés segíthet a zajtalmak csökkentésében.

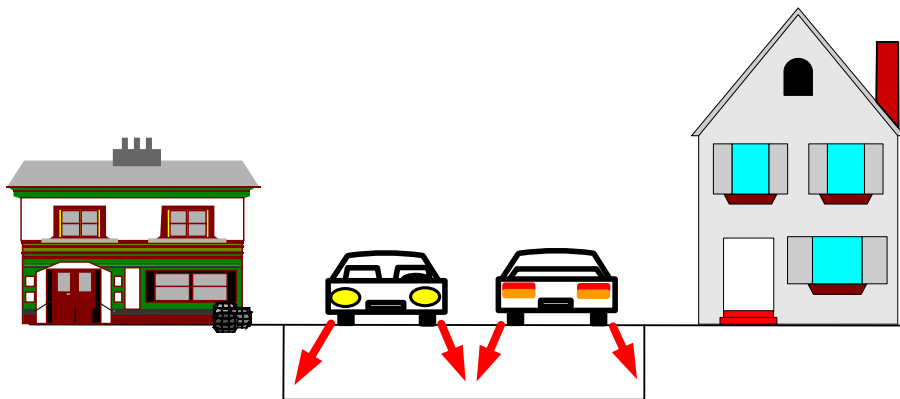
Közúti forgalom:

- járművek hangszigetelése (**79. ábra**);
- hangelnyelő útburkolat kialakítása (porózus aszfalt, **80. ábra**);
- forgalom korlátozása, sebességkorlátozás (**81. ábra**);
- zajárnyékoló létesítmények építése (**82. ábra**);
- meglévő épületek hangszigetelése (**83. ábra**);
- új utak/épületek tervezésekor zajvédelmi szempontok figyelembe vétele (**84. ábra**);
- zajcsökkentés forgalomkorlátozási módszerekkel:
 - forgalom elterelése a sűrűn lakott városrészekből más útvonalakra,
 - nehézgépjárművek közlekedésének korlátozása,
 - tömegközlekedés fejlesztése,
 - átmenő forgalom kitiltása a lakóövezetektől,
 - járművek sebességének korlátozása.



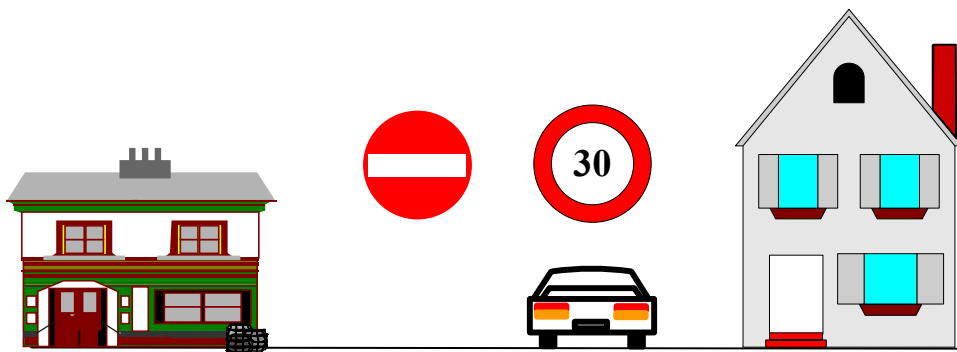
79. ábra Járművek hangszigetelése

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]



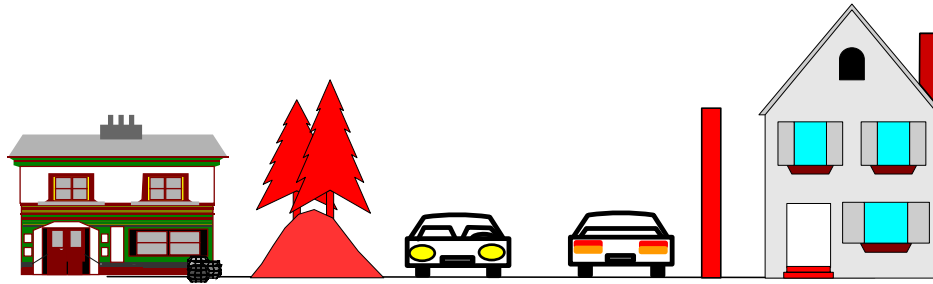
80. ábra Hangelnyelő útburkolat

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]



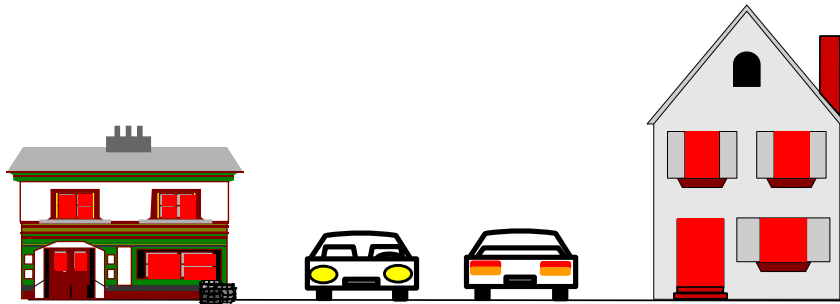
81. ábra Forgalom- és sebességkorlátozás

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]



82. ábra Zajárnyékoló létesítmények

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]



83. ábra Meglévő épületek hangszigetelése

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]



84. ábra Védőtávolság figyelembe vétele

[KOREN E.: Zajvédelem előadások (kézirat); 2003; Győr; Széchenyi István Egyetem.]

Vasúti forgalom:

Noha a **79. ábra- 84. ábra** a közúti forgalom csökkentésének lehetőségeit mutatták, lényegében a vasúti közlekedés zajcsökkentése is azonos elveken nyugszik. A csendesebb vasúti pálya kialakítása állandó kihívás a költségek és eredmények mérlegelésével, hiszen a vasúti pályaszerkezet eléggé kötött, és merev szerkezet, a biztonság rovására semmilyen változtatás nem lehetséges. Mégis sok jó példa született a zajkibocsátás csökkentésére, ezek közül egyik a budapesti Déli összekötő vasúti híd fémlemezének teherbíró műanyag lemezre való átcserélése, ami a Nemzeti Színház zajterhelésének jelentős (8 dB) csökkenését eredményezte (**85. ábra**). A többi közúti zajcsökkentési megoldás vasúti megfelelője is érvényes, tehát éjszakai (tolatási) forgalom korlátozása, vagy zajárnyékoló falak alkalmazása, ill. épületek zajszigetelése.



85. ábra Műanyag lemezes vasúti híd

[CSEK K.: Zaj- és rezgéscsillapítási tapasztalatok a MÁV acélhidjain; 2002; Hajduszoboszló; OPAKFI Zajvédelmi Szeminárium (előadás).]

Repülési zaj:

A repülőterekről származó zaj csökkentésének lehetőségei:

- műszaki fejlesztés: a hajtóművek által kibocsátott zaj csökkentése;
- forgalomszervezési megoldások: éjszakai fel- és leszállások számának csökkentése, nagy zajkibocsátású gépek esetén tilalma;
- lakott területektől távolabb eső kifizetőpályák használata;
- terület-felhasználási tervek (repülőterek bővítésekor, lakóövezetek kialakításakor): védőtávolság legyen a repülőterek és lakott területek között.

1.6.5 Zajtérképek

Az Európai Unióban a környezeti zajvédelemmel kapcsolatos tevékenység az utóbbi 5 évben kezdett felgyorsulni. Az Európai Parlament és a Tanács 2002. június 25-én elfogadta a 2002/49/EK irányelvet a környezeti zaj értékeléséről és kezeléséről [2002/49/EK irányelv a környezeti zaj értékeléséről és kezeléséről.], amely szerint az Európai Unió területén egységes mérési, megítélési módszerrel kell a zajterhelési értékeket megadni. Az irányelv egyértelműen megfogalmazza, hogy a környezet és az egészség védelme a közösségi politika része. Az Európai Unióhoz történő csatlakozásunkkal egy időben ez az előírás Magyarországra is érvényessé vált, és a fenti rendeletet a Kormány 280/2004. (X. 20.) sz. alatt honosította [280/2004. (X. 20.) Korm. rendelet a környezeti zaj értékeléséről és kezeléséről.]. A rendelet végrehajtásával azt szeretné elérni a kormány, hogy bemutassa, hogy milyen zajterhelés éri tartósan a lakosságot, és milyen intézkedésekre lesz szükség, ha a megadott küszöbértékeket tartósan meghaladják a zajforrásokból származó immisziós értékek. A kormányrendeletben megadott stratégiai zajtérkép készítésre vonatkozó előírásokat a 25/2004. (XII. 20.) KvVM rendelet [25/2004. (XII. 20.) KvVM rendelet a

stratégiai zajtérképek, valamint az intézkedési tervek készítésének részletes szabályairól.] tartalmazza. A végrehajtásra határidőket szab meg: 2008. július 18-ig el kell készülnie Budapest stratégiai zajtérképének, és a megadott nagy forgalmú közutak, vasútvonalak és repülőterek zajtérképeinek. 2012-ig kell elkészülnie a 100000 lakosnál nagyobb települések hasonló térképeinek.

Az irányelv célja egy olyan közös megközelítési mód meghatározása, amelynek révén elsőbbségi alapon elkerülhetők, megelőzhetők vagy csökkenthetők a környezeti zaj okozta káros hatások, ideértve a zajterhelést is. E célból az alábbi intézkedéseket kell fokozatosan végrehajtani:

- a tagállamok közös értékelési módszereinek alkalmazásával készített zajtérképek révén a környezeti *zajnak való kitétség mértékének* a meghatározása;
- annak biztosítása, hogy a környezeti zajra és annak hatásaira vonatkozó információk a *közvélemény rendelkezésére* álljanak;
- *cselekvési tervek* tagállami szintű elfogadása a zajtérképek alapján, a környezeti zajnak a szükséges helyeken történő *megelőzése és csökkentése* érdekében, különösen ott, ahol az expozíciós szintek káros hatást gyakorolnak az emberi egészségre, továbbá a környezeti zaj *szintjének megőrzésére* azokon a helyeken, ahol az jelenleg megfelelő [Közlekedéstudományi Intézet Rt. (KTI Rt.) - LÄRMKONTOR GmbH.: Útmutató a 2002/49/EK Irányelv szerinti stratégiai zajtérképezéshez és cselekvési tervek készítéshez; 2003; Megbízó: KvVM.].

A „stratégiai zajtérkép” adott terület zajterhelésének áttekintésére és értékelésére tervezett immissziós térképet jelent. A stratégiai zajtérképet az adott területre minden zajforrásra (közúti zaj, vasúti zaj, ipari zaj a településeken, és külön a nagy forgalmú autópályákra, vasútvonalakra, és repülőterekre) külön-külön kell elkészíteni.

A zajtérképek adott terület zajszenyezését mutatják a különböző mértékű zajterheléshez eltérő színeket rendelve. Az alkalmazott raster többnyire 10×10 m. A stratégiai zajtérképek (helyi, ill. nemzeti felhasználásra egyaránt) 4 m értékelési magasságra készülnek és az L_{den} és L_{night} értékeket 5 dB-es lépcsőkben ábrázolják:

$$152. \text{ képlet. } L_{den} = 10 \lg \frac{1}{24} \left(12 \cdot 10^{0,1L_{nap}} + 4 \cdot 10^{0,1L_{este}+5} + 8 \cdot 10^{0,1L_{éjjel}+10} \right),$$

ahol:

L_{nap} : egyenértékű A-hangnyomásszint nappalra (12 óra: 06.00-18.00),
 L_{este} : egyenértékű A-hangnyomásszint estére (4 óra: 18.00-22.00),
 $L_{éjjel}$: egyenértékű A-hangnyomásszint éjjelre (8 óra: 22.00-06.00).

A térképek előállítására többféle akkreditált szoftver használható. Az eddigi hazai gyakorlattól eltérően az egész napra (24 h) vonatkozó L_{den} A-hangnyomásszint súlyozott érték. Súlyzószorzóval veszi figyelembe a nap közbeni L_{nap} (12 h), az esti L_{este} (+5, 4h) és az éjszakai $L_{éjjel}$ (+10, 8h) érzékenységet. Estére ugyanis fáradtak leszünk, és kevésbé tudjuk tolerálni még az alacsony zajszintet is.

A *konfliktustérkép* az előbbi immissziótérkép és a *stratégiai küszöbérték* összehasonlításával készül, vagyis az immissziós zajszint és a stratégiai küszöbérték különbségét ábrázolja. A túllépéseket külön térképen kell egész napra és éjszakára zajforrás-csoportonként megadni. Közölni kell az egyes zajtűléssel érintett lakosok számát is. A 280/2004. (X. 20.) Korm. rendelet [\[280/2004. \(X. 20.\) Korm. rendelet a környezeti zaj értékeléséről és kezeléséről.\]](#) szerint a zajjellemzők értékelését a következő *stratégiai küszöbértékek* szerint kell végezni:

üzemi létesítmény esetén $L_{den} = 46 \text{ dB}$, $L_{éjjel} = 40 \text{ dB}$,
közlekedési zajforrás esetén $L_{den} = 63 \text{ dB}$, $L_{éjjel} = 55 \text{ dB}$.

Ezek a küszöbértékek az eltérő számítási mód miatt *különböznek a magyar határértékektől*.

A *konfliktus* térképen **pozitív számmal** jelzett értékekhez tartozó érintett *lakóépületek*, érintett *lakók, iskolák és kórházak számát* táblázatosan is jelölni kell. A 49/2002. Irányelv csak közút, vasút, repülőtér, ipari üzemek által kibocsátott zaj zajtérképen való ábrázolását írja elő. Nem tartalmazza tehát a katonai létesítmények, sportlétesítmények, szabadidős létesítmények, bevásárló központok által kibocsátott zajt. A térképek segítségével *intézkedési terv* készíthető, amely megadja a túllépés csökkentése érdekében tervezett műszaki (építészeti, létesítési, közlekedéstervezési, forgalomtechnikai stb.), szervezési intézkedéseket. Meg kell adni a *költségek becslését és a realizálás idejét* is.

A lakosság széles rétegei számára válik érthetővé, világossá és felmérhetővé, hogy mi az a zajállapot, amelyben egy városlakó ma él, mert:

- szemléletesen és gyorsan mutatja be a beavatkozás lehetőségeit, realitását;
- egyúttal eszköz is a döntések zajhatásainak gyors áttekintésére, a lakossági érintettség változására;
- igazán eredményes (hatékony és gazdaságos) zajcsökkentési stratégiát lehet kialakítani;
- megvalósítható a megfelelő lakossági tájékoztatás a környezeti zajállapotról vonatkozóan;
- nemcsak a zajterhelés nagyságára, a terhelés minősítésére, hanem a lakossági érintettségre vonatkozóan is megbízható adatok állnak rendelkezésre;
- a terület fejlesztéséért, „működtetéséért” felelős döntéshozók a döntés meghozatalához mindenképp szükséges információkhoz jutnak.

A stratégiai zajtérkép nemcsak a jelenlegi helyzet bemutatására szolgál, hanem lehetőséget ad jövőbeli – akár hosszú távú – térségi tervezések következményeit is minden érintett szint számára megfelelő formában bemutatni [\[BITE P-NÉ - BITE P.: A „stratégiai zajtérkép” és a „zajtérkép” értelmezése és az alkalmazási területek közötti különbségek; 2005; Budapest; Közúti és Mélyépítési Szemle; 55. évfolyam; 5. szám;.\]](#)

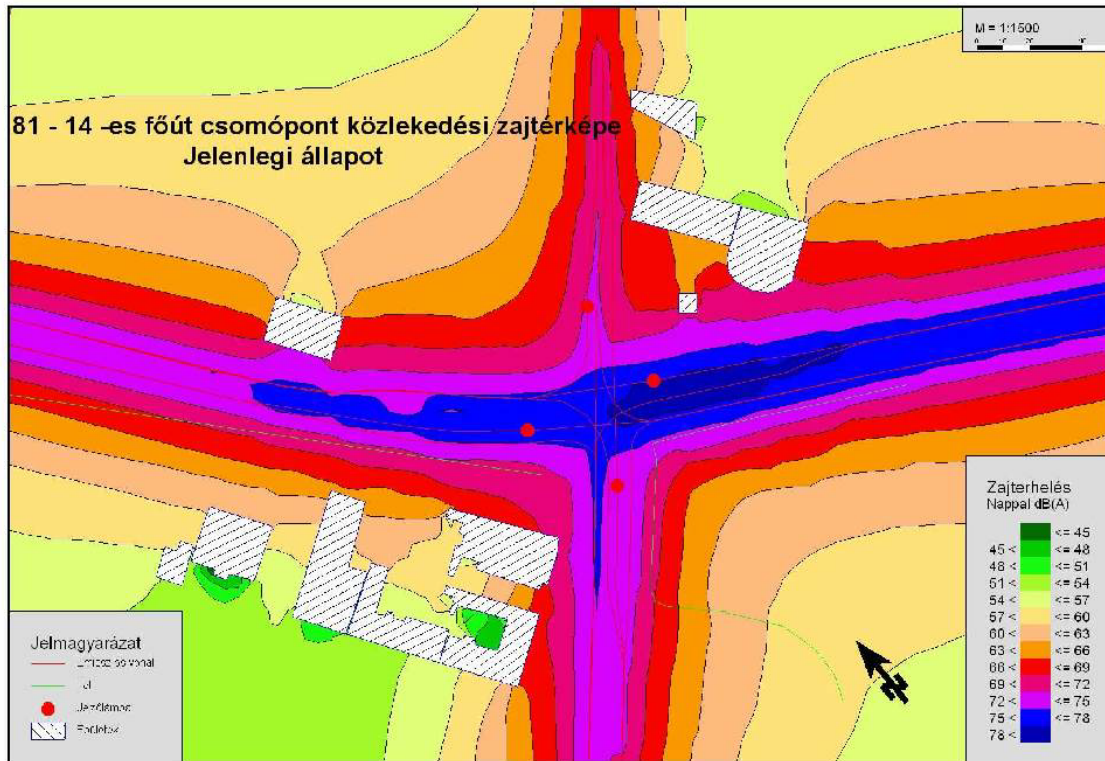
A magyar előírások szerinti értékelés, határértékre vonatkozó következtetések, határértékre vonatkozó zajvédelmi tervezés a stratégiai zajtérképpel nem készíthető [\[BITE P-NÉ - BITE P.: A „stratégiai zajtérkép” és a „zajtérkép” értelmezése és az alkalmazási területek közötti különbségek; 2005; Budapest; Közúti és Mélyépítési Szemle; 55. évfolyam; 5. szám;.\]](#). Ennek alapvetően az az oka, hogy a jelenlegi magyar előírások nappali és éjszakai zajszint számítás és határértéket ismernek, és ezek súlyozatlan értékek. Viszont a szoftverrel készíthető normál zajimmissziós térkép is, ez megfelel a zajterhelés határértékkel való összevetésére. A **86. ábra** képen bemutatott helyszínről készült jelenlegi, és körforgalmúvá alakított, és a bevásárlóközpont nagy várható forgalma miatti jövőbeli zajimmissziós térképet láthatjuk a **87. ábra** és a **88. ábra**. Láthatjuk, hogy a jövőbeli forgalomnövekedés, és az új geometriájú

csomópont eredménye az épülő lakóház nagyobb zajterhelése. A körforgalmú geometria „rátolja” a zajterhelést a házra.



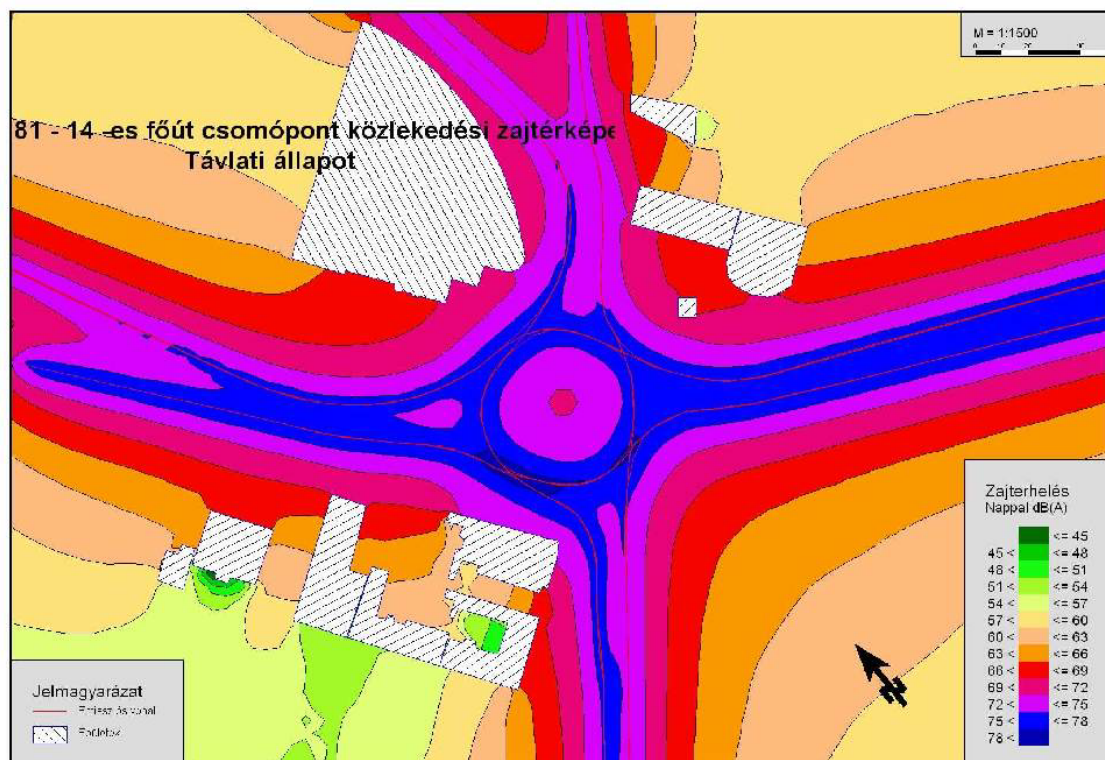
86. ábra Zajtérkép helyszíne

[MÓRO CZ A.: Adott terület beépítettségével kapcsolatos zajterhelés vizsgálata; 2004; Győr; Széchenyi István Egyetem, szakdolgozat;.]



87. ábra Jelenlegi zajterhelés a csomópontban

[MÓRO CZ A.: Adott terület beépítettségével kapcsolatos zajterhelés vizsgálata; 2004; Győr; Széchenyi István Egyetem, szakdolgozat;.]



88. ábra Várható zajterhelés az átépítés után

[MÓRO CZ A.: Adott terület beépítettségével kapcsolatos zajterhelés vizsgálata; 2004; Győr;]

1.7 Jelfeldolgozás (Bozóki Zoltán)

Szegedi Tudományegyetem, Szeged

1.7.1 Jelfeldolgozási alapfogalmak

1.7.1.1 Bevezetés

Az akusztikus jelenségek tárgyalása során alapvető fontosságú az a tény, hogy az akusztikus jelenségek döntő része leírható a lineáris akusztika keretében, azaz nem szükséges a nemlineáris akusztika alkalmazására. Általánosan, egy tetszőleges rendszerre vonatkozóan a linearitás annyit jelent, hogy ha megduplázzuk a rendszerre ható gerjesztést, akkor a rendszernek a gerjesztésre adott válaszjele is megduplázódik. Másképpen fogalmazva, ha két gerjesztés egyszerre hat, akkor a rendszernek az ezekre adott eredő válasza egyenlő az egy-egy gerjesztésre külön-külön adott válaszok összegével. Ez a szuperpozíció elve. Az akusztikában a szuperpozíció elvének alkalmazhatóságából következik, hogy ha egy adott térrészen egyszerre egynél több hanghullám halad keresztül, akkor ezek egymást nem befolyásolják, a közös terjedés térrészen történő áthaladás után ugyanúgy terjednek tovább, mintha a többi hanghullám nem lett volna jelen. (természetesen, magában a közös terjedés térrésztében az akusztikus tér megváltozik, általánosságban /amennyiben a hanghullámok nem interferenciaképesek/ az eredő hangszintekre érvényes a korábban ismertetett 55. képlet). Az akusztikus jelenségek linearitásának további következménye egyrészt, hogy egy bonyolult akusztikus jelre alkalmazható az egyfrekvenciás komponensekre történő felbontás (azaz a *Fourier* analízis), másrészt, hogy az akusztikus rendszerek külső gerjesztésre adott válasza leírható az átviteli függvény elv alkalmazásával.

1.7.1.2 Fourier-analízis

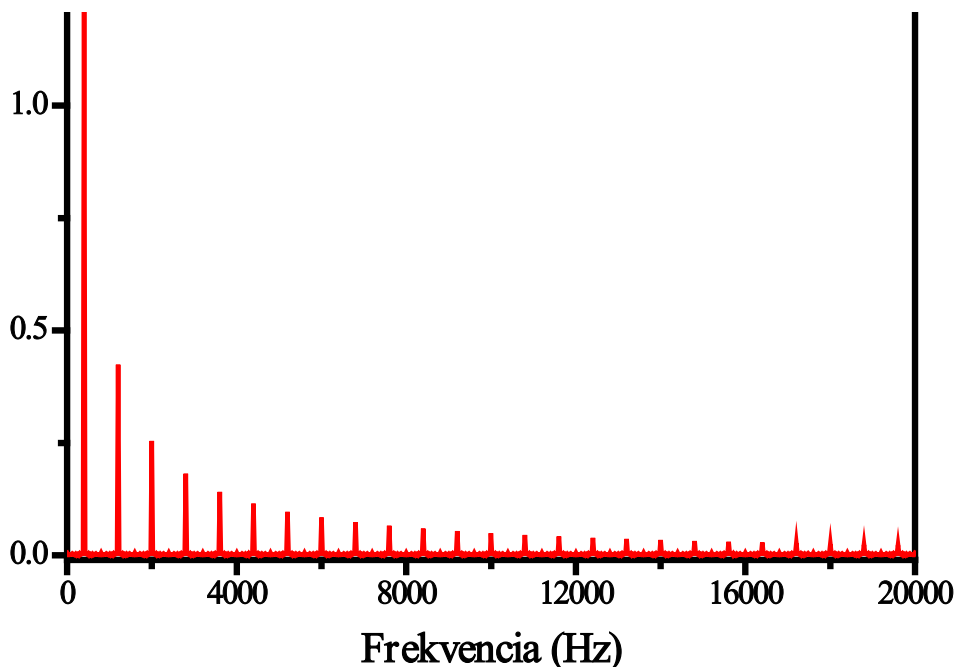
A *Joseph Fourier* francia matematikus (1768-1830.) által megalkotott *Fourier* elv szerint minden időbeli jel előállítható különböző egyfrekvenciás jelek összegeként, amennyiben ezeknek az egyfrekvenciás komponenseknek az amplitúdóját, illetve fázisát megfelelően választjuk meg. Egy időjel *Fourier* spektruma nem más, mint a fenti amplitúdók és fázisok megadása a frekvencia függvényében. Az időjelhez tartozó spektrum meghatározását *Fourier* analízisnek nevezzük, a matematikai művelet, amelynek segítségével a spektrum meghatározható, az ún. *Fourier* transzformáció. Megjegyzendő, hogy bár a *Fourier* transzformáció elvégzésének eredményeként mind az amplitúdó, mind a fázis spektrum meghatározásra kerül, sok esetben csak az amplitúdó-spektrumot szoktuk megadni, illetve vizsgálni, mivel a fázis-spektrum az amplitúdó-spektrumhoz képest sokszor nem hordoz további lényegi információkat. A *Fourier* transzformáció eredményeként a különböző frekvenciájú komponenseken kívül még a jelnek az átlagértéke is meghatározásra kerül. Ezzel az átlagértékkel kapcsolatban két megjegyzést szükséges tennünk. Egyrészt az átlagértéket szoktuk nulla-frekvenciás komponensnek is nevezni, és a legtöbb analízáló program segítségével előállított spektrumban ez ténylegesen a 0 frekvencián szerepel. Másrészt azonban, mivel az akusztikus jelenségek tárgyalása során a hangnyomást vizsgáljuk, ami a korábbiakban megadottak szerint az aktuális nyomás eltérése a légköri nyomástól, ezért az akusztikus jelenségek során a nulla-frekvenciás komponens nem lép fel (a korábbiakban

elmondottak szerint az akusztikus jelenségek lejátszódása után a rendszer visszatér nyugalmi állapotába, azaz a nyomásnövekedés és csökkenés átlaga nulla, azaz az átlagérték is nulla).

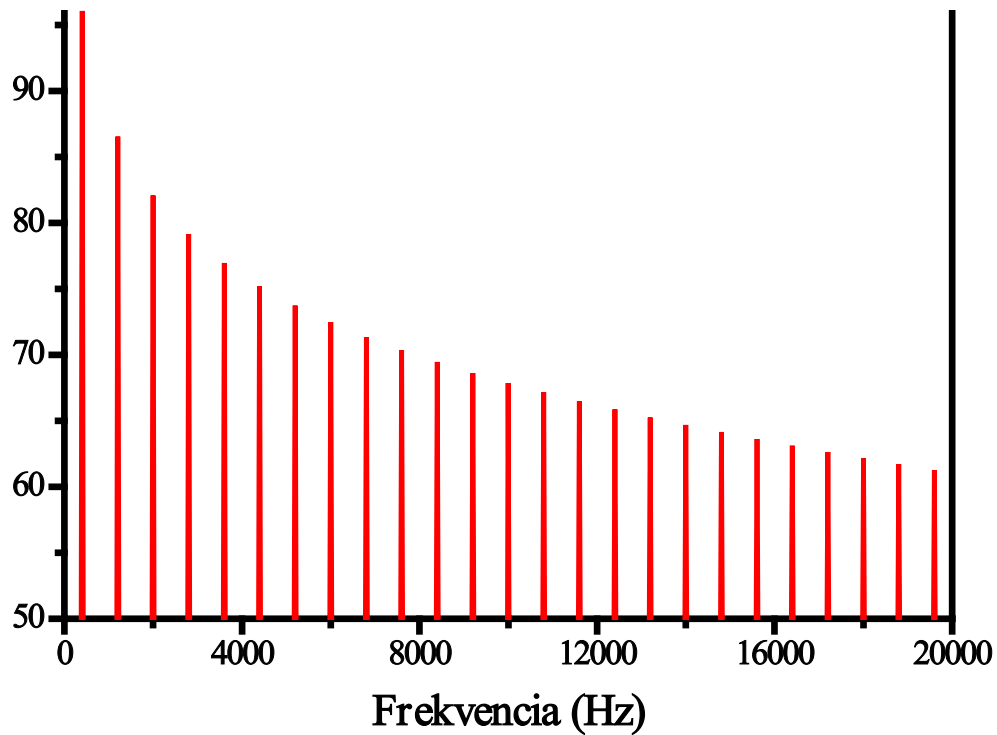
A fordított matematikai műveletet, azaz a *Fourier* komponensekhez tartozó spektrumok alapján az időjel meghatározását *Fourier* szintézisnek hívjuk, a hozzá tartozó matematikai művelet az ún. inverz *Fourier* transzformáció.

A *Fourier* analízis gyakorlatilag tetszőleges időjelen elvégezhető, akár lineáris, akár nemlineáris fizikai jelenség által keletkezik a vizsgálandó jel. A lineáris akusztikában a különböző frekvenciájú spektrális komponenseknek valós jelentést tulajdoníthatunk, azokat külön-külön akusztikus hullámoknak (vagy egy rögzített térbeli pontot vizsgálva rezgéseknek) tekinthetjük, amelyekből a vizsgált akusztikus jelenség „összeáll”.

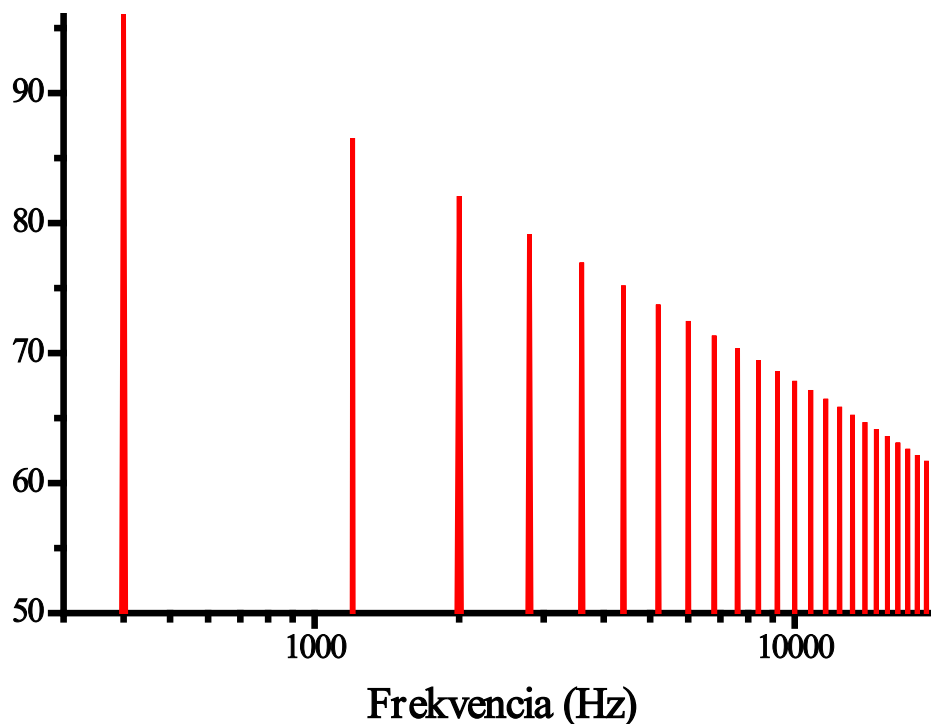
A *Fourier* analízis révén előállított spektrum jellege nagymértékben függ attól, hogy időben periodikus, vagy nem periodikus jelet vizsgálunk. Az 51. képlet szerint a jel akkor tekinthető periodikusnak, ha létezik egy T szimbólummal jelölt periódus-idő, amelynek elteltével a jel önmagát ismétli. Amennyiben a jel periodikus, a *Fourier* spektruma vonalas, azaz csak diszkrét frekvenciákon van nullától különböző frekvencia komponens. Nem-periodikus jelek esetén a spektrum folytonos görbe. A *Fourier* spektrumot többféleképpen lehet grafikonon ábrázolni. A grafikon függőleges tengelyén ábrázolhatjuk a hangnyomás amplitúdót vagy a hangnyomásszintet. Az utóbbi esetben a *Fourier* analízis segítségével előállított grafikont hangszíneknek nevezzük. A hangszínek vízszintes tengelyén mindig a frekvenciát szoktuk ábrázolni, vagy lineáris vagy logaritmikus mértékben. A **89-91** láthatjuk egy periodikus négyszögjel *Fourier* spektrumát különböző ábrázolási módokban.



89. ábra 400 Hz frekvenciás négyszögjel *Fourier* spektruma, lineáris frekvencia- és lineáris amplitúdó-skála



90. ábra 400 Hz frekvenciás négyzögjel Fourier spektruma, lineáris frekvencia- és logaritmikus amplitúdó-skála



91. ábra 400 Hz frekvenciás négyzögjel Fourier spektruma, logaritmikus frekvencia- és logaritmikus amplitúdó-skála

Az alábbiakban részletesebben megvizsgáljuk a periodikus és nem-periodikus jelek hangszínképét.

Periodikus jelek esetén a vonalas hangszínképben értelemszerűen létezik egy legkisebb frekvenciás komponens. Ezt a legkisebb frekvenciát alapfrekvenciának nevezzük, f_A szimbólummal jelöljük, és értéke megegyezik a periódusidő reciprokával:

$$153. \text{ képlet. } f_A = \frac{1}{T}.$$

Ha egy hangjel egyfrekvenciás vagy másképpen nevezve tisztahang, akkor a hangszínkép egyetlen egy vonalból áll, ami a 153. képlet szerinti frekvenciához tartozik. Bonyolultabb periodikus hangok esetén a 153. képlettel megadott frekvenciájú, alapfrekvencia mellett további komponensek is megjelennek a vonalas hangszínképben, ezek frekvenciája az alapfrekvencia egész számú többszöröse, azaz: $2xf_A$, $3xf_A$ stb. Ezeket a komponenseket felharmonikusoknak nevezzük. Egy zenei hang hangszínét elsősorban az határozza meg, hogy milyen mértékben tartalmaz felharmonikusokat. Pl. egy zongorán, ill. egy hegedűn megszólaltatott normál zenei „a” hang frekvenciája 440 Hz, és a két hang eltérő felharmonikus viszonyainak köszönhető, hogy a két hangot különbözőnek halljuk. Fontos hangsúlyozni, hogy egy zenei hang jellegét nemcsak a felharmonikus tartalma, hanem a felharmonikusok egymáshoz képesti fázisviszonyai, ill. a hang megszólalásakor jelentkező ún. berezgési szakasz időbeli jellege együttesen határozza meg. A periodikus hangok hangszínképével kapcsolatban fontos még figyelni a helyes szóhasználatra. Az alapharmonikust első harmonikusnak is szoktuk nevezni, míg az első felharmonikust ($2xf_A$) másképpen második harmonikusnak nevezzük, és így tovább a magasabb felharmonikusokra vonatkozóan.

Nem-periodikus (azaz önmagát nem ismétlő) akusztikus időjelek esetén a hangszínkép folytonos görbének adódik, melynek függőleges tengelyén az ún. akusztikus teljesítménysűrűséget szoktuk megadni. A teljesítménysűrűség kifejezi, hogy egy adott frekvencia körüli egységnyi szélességű frekvenciatartományban található komponensek mennyi akusztikus teljesítményt hordoznak. A frekvenciafüggő teljesítménysűrűséget $w(f)$ szimbólummal jelöljük. A teljesítménysűrűségből az akusztikus esemény által hordozott teljes teljesítményt (W) integrálással lehet meghatározni:

$$154. \text{ képlet. } W = \int_0^{\infty} w(f)df \approx \int_{f_1}^{f_2} w(f)df$$

Mivel a legtöbb akusztikus jelenségre fennáll, hogy az akusztikus teljesítmény egy véges frekvenciatartományba koncentrálódik, a 154. képletben a 0 frekvenciától a végtelenül nagy frekvenciáig való integrálást közelítettük az akusztikus teljesítmény döntő részét hordozó frekvenciatartomány alsó (f_1) és felső (f_2) határfrekvenciája közötti tartományra történő integrálással. A két határfrekvencia közötti különbséget: $\Delta f=f_2-f_1$, a hangesemény sáv szélességének nevezzük.

A teljesítménysűrűségből származtatható a teljesítménysűrűség-szint ($L_w(f)$) az alábbi képlet segítségével:

155. képlet. $L_w(f) = 10 \log_{10} \frac{w(f)}{w_{ref}}$,

ahol: $w_{ref} = 10^{-12} \frac{W}{\text{Hz}}$. A teljesítménysűrűség-szintet a frekvencia függvényében ábrázolva megkapjuk az ún. teljesítménysűrűség-spektrumot.

Gyakori feladat, hogy a teljesítménysűrűség-szint ismertében a hang által hordozott teljes teljesítmény szintet (L_w) kell meghatározni egy adott szélességű frekvenciatartományra (Δf) vonatkozóan. Abban az egyszerű esetben, ha az adott frekvenciatartományban a teljesítménysűrűség-szint konstans, a következő képletet lehet alkalmazni:

156. képlet. $L_W = L_w(f) + 10 \log_{10} \Delta f$,

ahol a Δf sáv szélességet Hz mértékegységben kell megadni. A leggyakrabban előforduló eset, hogy a frekvenciatartomány, amelyre vonatkozóan a teljesítményszintet meg kell adni, valamely oktáv vagy tercsáv tartomány. Azonban, abban az általános esetben, ha a teljesítménysűrűség-szint változik a frekvencia függvényében, akkor a teljes hangteljesítmény vagy teljesítmény-szint meghatározása jóval bonyolultabb feladat. Ilyenkor a teljesítménysűrűség-spektrumot fel kell bontani olyan résztartományokra, ahol a teljesítmény-sűrűség állandó; a résztartományokra meg kell határozni a 156. képlet segítségével az adott frekvenciatartományra a hangnyomásszintet, és végül a teljes tartományra alkalmazni kell a szintek összegzésére vonatkozó 67. képletet. Ha a teljesítménysűrűség-spektrum 1 Hz felbontással ismert, akkor a 156. képlet jobb oldalának második tagja 0, és azonnal lehet a teljesítménysűrűség-szinteket összegezni. Egy speciális eset, egy szélessávú zaj és egy egyfrekvenciás hang együttes teljesítményszintjének meghatározása. Példának okáért legyen a zaj teljesítménysűrűség-szintje $L_w(f) = 60$ dB, és legyen a sáv szélessége $\Delta f = 100$ Hz, míg az f_0 frekvenciájú egyfrekvenciás hang teljesítmény-szintje legyen $L_w(f_0) = 80$ dB. A 156. képlet szerint a zaj teljesítmény-szintje $L_w(\text{zaj}) = 80$ dB, és a zaj és az egyfrekvenciás hang együttes hangteljesítményszintje a szintek összegzésére vonatkozó képlet szerint 83 dB.

Megjegyzendő, hogy a teljesítménysűrűség-szinttel analóg módon lehet összefüggéseket, mint a 154-156. képletek a hangnyomásra felírni.

1.7.1.3 Időjel és hangszínek kapcsolata

Nyilvánvaló, hogy zajesemények feldolgozása és értékelése során arra célszerű törekednünk, hogy a zajeseményt lehetőleg egyetlen mérőszámmal lehessen jellemezni. E célból alapvetően két lehetőség áll rendelkezésünkre. Egyrészt vizsgálhatjuk a hangnyomás időbeni változását, másrészt kiértékelhetjük a hangeseményről felvett hangszíneképet. Az időbeli feldolgozás és értékelés segítségével fontos információkat szerezhetünk pl. arról, hogy mennyire impulzusszerű (azaz rövid ideig tartó) a zajesemény, vagy pl. könnyen detektálható, ha egy folyamatos zajban rövid ideig tartó nagy változások (impulzusszerű kiugrások) lépnek fel. Az időjelből nyerhető legfontosabb mérőszám az effektív érték, melynek meghatározása úgy történik, hogy a zajeseményben fellépő hangnyomást mérő

mikrofon elektromos jeléből egy megfelelő elektromos áramkör (az ún. RMS képző), vagy egy digitális jelkiértékelési eljárás segítségével képezzük a jel effektív értékét. Az effektív érték nagyon fontos jellemzője a zaj- vagy hangeseménynek, hiszen, mint azt már a korábbiakban tárgyaltuk, az emberi hallás az effektív értéknek megfelelően érzékeli a zajeseményeket. Azonban az effektív érték önmagában nem képes leírni azt a tényt, hogy az emberi hallásnak jelentős frekvenciafüggése van, azaz a különböző frekvenciájú hangokra fülünk nem egyformán érzékeny. Ezért van szükség a zajesemények frekvencia szerinti kiértékelésére, azaz a fentebb bevezetett hangszínek alkalmazására. A hangszínek segítségével láthatjuk, hogy a hang által hordozott energia hogyan oszlik el a különböző frekvenciák között. A zaj hangszíneként alkalmazható valamely frekvenciasúlyozás (jellemzően A-súlyozás), majd a súlyozással módosított hangszínekéből a zajeseményt az effektív értéknél jobban leíró súlyozott hangnyomásszint (amit pl. A-súlyozás esetén L_{pA} szimbólummal jelölünk) meghatározható. Természetesen a súlyozott hangnyomásszintből a súlyozott hangnyomás visszaszámítható. Összefoglalva, bár az időjel önmagában fontos információkat hordoz a zajeseményről, a hangszínek, kiegészítve a frekvencia szerinti súlyozással képes a zajeseményeket az emberre gyakorolt hatás szempontjából megbízhatóan leírni.

1.7.1.4 Átviteli függvény

Az akusztikus jelenségek leírásának egyik alapvető problémája, hogy hogyan írható le egy akusztikus rendszernek egy külső gerjesztésre adott válasza. Számos példa felhozható: ha egy teremben egy hangforrás időben változó akusztikus jelet bocsát ki, milyen akusztikus jelet mérhetünk a terem egy adott pontjában? Vagy, egy szintén időben változó akusztikus jelet, hogyan érzékel az emberi fül? Végül, egy akusztikus mérőrendszer bemenetére (jellemzően egy mikrofonra) jutó időben változó gerjesztés hatására a mérőrendszerben milyen időbeli elektromos jel alakul ki? A fenti kérdésekre adott válaszok az átviteli függvények segítségével adhatók meg, kihasználva az akusztikus rendszerek lineáris voltát az alábbiak szerint.

Gerjesszünk egy akusztikus rendszert egy ismert amplitúdójú egyfrekvenciás szinuszos gerjesztéssel. A lineáris rendszer válasza egy ilyen gerjesztésre szintén egy egyfrekvenciás szinusz, amelynek amplitúdója legtöbbször eltér a bemenő gerjesztés amplitúdójától, továbbá a bemenő jelhez képest egy fáziskéséssel is rendelkezik. (A fáziskésés valójában időkésést jelent, azaz szemléletesen, a válaszjelben pl. a maximális amplitúdó eléréséhez tartozó idő késik a gerjesztésben a maximális amplitúdó elérésének időpontjához képest. Az időkésés úgy aránylik a gerjesztés frekvenciájához, mint a fáziskésés a 360° -hoz.). Amennyiben változtatjuk a gerjesztés frekvenciáját, és minden frekvencián meghatározzuk a kimenő jel, ill. a bemenő jel amplitúdójának hányadosát, ill. a fáziskésés értékét, meghatározhatjuk a rendszer átviteli függvényét. Ezután egy időben tetszőleges gerjesztés esetén a következő eljárást alkalmazhatjuk: képezzük a gerjesztő jel *Fourier* transzformáltját, szorozzuk meg a gerjesztett rendszer átviteli függvényével, és ekkor eredményként megkapjuk a rendszer válaszjelének *Fourier* transzformáltját. Természetesen a szorzást frekvenciáról-frekvenciára egyenként kell elvégezni. A válaszjel frekvenciafüggéséből a válaszjel időbeli alakját az inverz *Fourier* transzformáció segítségével tudjuk meghatározni. Az átviteli függvény további nagy előnye, hogy összetett rendszerek elemzésére is

alkalmazható. Ilyenkor egy összetett rendszer átviteli függvénye a részrendszerek átviteli függvényének szorzataként írható fel. Például egy teremben történő akusztikus mérés során magának a teremnek, ill. a mérőmikrofonnak is van egy átviteli függvénye. Így a mérés során felvett elektromos jel *Fourier* transzformáltja egyenlő a gerjesztő jel *Fourier* transzformáltja szorozva a terem átviteli függvényével és az szorozva a mikrofon átviteli függvényével.

1.7.2 Jelelemzés

Akusztikus mérések során a vizsgálat céljához igazodva számos mérőműszert használhatunk. A legegyszerűbb mérőműszerek hangnyomásszintet mérnek. Ezekben is jellemzően megtalálható a különböző súlyozás lehetősége (A vagy C súlyozás tipikus). Jellemző, hogy az átlagolási időt is lehet változtatni (lassú, gyors vagy impulzusos átlagolás). Az egyszerű hangszintmérőknél bonyolultabbak azok a műszerek, melyekkel frekvenciaszínképet (másképpen hangszínképet) lehet mérni. Itt a legegyszerűbb esetben oktávsávok szerint történik a hangnyomásszint mérése, ill. kijelzése. Bonyolultabb elemző rendszerek tercsávokban, vagy akár 1 Hz sávzélességű keskeny sávokban is képesek megmérni a mérőmikrofonnal felvett hangnyomást. A legbonyolultabb spektrum analízátorok általában digitális technikán alapulnak, és nagy felbontással képesek, egyszerre akár több ponton is, mérni az akusztikus jelet és meghatározni annak *Fourier* spektrumát.

Általánosságban egy akusztikus mérőberendezés az alábbi főbb egységekből áll: egy mikrofon, amelyben a mikrofon membránjára eső hangnyomásból elektromos jel keletkezik, egy erősítő, ami a mikrofon gyenge elektromos jelét jelentős (akár ezer- vagy tízezerszeres mértékben) megerősíti, egy szűrő- és egy kiértékelő-egység. A szűrő egység többféle feladatot is elláthat. A legegyszerűbb esetben egy A-súlyozást megvalósító szűrő kerül beépítésre a rendszerbe. Esetleg az A-súlyozás mellett másféle súlyozásra alkalmas szűrőt is beépítünk a rendszerbe. Amennyiben a műszer hangszínkép mérésére alkalmas, oktávsávok, tercsávok szerint esetleg keskeny (pl. 1 Hz) sávzélességgel, a műszerbe beépítésre kell, hogy kerüljön olyan szűrő, amelyik csak az éppen mért sáv határain belül engedi át a hangot, azon kívüli komponenseket nagyon nagymértékben csökkenti. A mérőműszer következő eleme RMS (effektív) értéket képez a jelből. Ezután a kiválasztott átlagolási időnek (gyors 125 ms, lassú 1 s) megfelelő átlagoló egységbe jut a jel, végül kijelzésre kerül.

Az akusztikus jelek mérésére és elemzésére alapvetően kétféle módszer áll rendelkezésünkre, az analóg, ill. a digitális mérés technika. Egy analóg rendszerben a kimenő jel folyamatosan („analóg módon”) változik a bemenő jellel, míg egy digitális rendszerben a kimenő jel csak véges különböző értéket vehet fel, két felvehető kimenőjel érték közötti különbség az egy „digit”, azaz egy bit. Megjegyzendő, hogy tisztán digitális rendszerek nincsenek, hiszen például egy mérőmikrofon analóg jelet szolgáltat, amit ráadásul még általában célszerű egy analóg erősítővel megerősíteni, mielőtt egy analóg-digitális átalakító bemenetére juttatjuk.

1.7.2.1 Analóg jelelemzési módszerek

Ahogy azt korábban leírtuk, analóg része minden mérőműszernek van, de egy analóg műszer csak analóg egységekből áll (bár meg kell jegyezni, hogy a modern mérőműszerekben általában, ha más nem is, de a kijelző digitális). Az analóg rendszerek hagyományos elektronikai egységekből épülnek fel (mint pl. erősítő, integráló, sávszűrő, RMS képző egység). Az analóg jellege a részegységeknek leginkább a szűrő esetén fontos, ha pl. a műszer hangszínkép vagy frekvenciaspektrum mérésére alkalmas. Kétféle megvalósítás lehetséges egy ilyen oktáv- vagy tercésáv-szűrőnek. Az olcsóbb rendszerekbe egyetlen szűrőt építünk be, amelynek a paramétereit (azaz a sáv központi frekvenciáját, ill. a sávzélességét) a műszer egy megfelelő belső elektronikája a mérés során lépésről lépésre változtatja. Egy ilyen rendszerrel végzett mérés jellemzően meglehetősen hosszú ideig tart (a szűrők végighangolása hosszú időt vesz igénybe), ezért egy ilyen műszer csak időben állandósult jelek mérésére alkalmas. A drágább és bonyolultabb analóg hangszínkép-mérő műszerekben több szűrő kerül beépítésre, ezek a mért jelet párhuzamosan dolgozzák fel, ezáltal a mérés gyorsabb lesz és időben változó jelek is mérhetővé válnak.

1.7.2.2 Digitális jelelemzési módszerek

Napjainkban egyre elterjedtebb az akusztikus mérésekben is a digitális mérés technika alkalmazása, melynek alapja, hogy a vizsgálandó időjelből egy mintasorozatot veszünk, amelyet egy mérőelektronika vagy számítógép memóriájában tárolunk, ill. feldolgozunk. A digitális rendszerek, alapja, az ún. analóg-digitális konverter (átalakító), amely az analóg jelből mintát vesz, és digitális jellé alakítja. A digitális jelen, megfelelő algoritmusok segítségével, számos különböző matematikai művelet, elemzés végezhető el (pl. frekvenciaszűrés, időbeli integrálás stb.). A digitális algoritmusok segítségével a legtöbb analóg elektronika helyettesíthető, ráadásul sok esetben alkalmazásukkal csökken a mérések zaja, és akár jelentős mértékben is, nő a mérési adatok megbízhatósága.

1.7.2.2.1 Analóg-digitális átalakító

Egy analóg-digitális (AD) átalakítót (más néven konvertert) három paraméter jellemez:

- a mérési tartománya;
- a felbontása és
- a mintavételezési frekvenciája.

E paraméterek közül a mérési tartománynak van talán a legkisebb jelentősége, ugyanis az AD átalakító előtt található erősítőnek általában változtatható az erősítése, és ezt az erősítést célszerű úgy megválasztani, hogy a mért jel megfelelő módon kitöltse az AD konverter mérési tartományát. A későbbiekben még visszatérünk erre a kitöltésre, most csak annyit jegyzünk meg, hogy jellemző mérési tartományai egy AD átalakítónak pl. a ± 5 V vagy a ± 10 V. A mérési tartomány szélessége (M) az előbbi esetben $M=10$ V, míg az utóbbi esetben $M=20$ V. Nyilvánvaló, hogy az erősítő erősítését nem szabad olyan nagyra választani, hogy a megerősített jel a mérési tartományon kívüli értéket vehessen fel. Ha ez mégis megtörténne, azt túlvezérlésnek nevezzük, és a mért jel torzulásához vezet. Az AD átalakító felbontása azt

fejezi ki, hogy mekkora változás a mért jelben okoz mérhető változást a digitalizált jelben. A felbontás (ΔU) szorosan összefügg azzal, hogy az AD átalakító a mért jelet hány biten tudja digitális formában tárolni. Az AD átalakítók leggyakrabban 12, 14 vagy 16 bitesek. Ha a bitek számát n szimbólummal jelöljük, akkor a felbontásra az alábbi képlet adódik:

$$157. \text{ képlet. } \Delta U = \frac{M}{2^n}$$

Ha pl. egy 16 bites AD átalakító mérési tartománya ± 5 V, akkor a felbontás 0,15 mV. A felbontás valójában zajként jelentkezik, és hatása kis jelszintek esetén jelentős, pl. egy 3 V-os jelet a 0,15 mV-os zaj nem befolyásol érdemben. Itt látszik az erősítés helyes megválasztásának fontossága: a jelnek sokkal nagyobbak kell lennie a véges felbontásból származó zajnál (de persze, a korábban elmondottak szerint, nem szabad nagyobbak lennie a mérési tartománynál). Végül az AD átalakító minőségét meghatározó paraméter a mintavételi frekvencia is, azaz annak az időnek a reciproka, ami két mintavételezés között eltelik. A modern AD átalakítók mintavételi frekvenciája a 20-200 kHz tartományba esik, azaz 5-50 μ s-onként veszünk mintát. A legtöbb esetben kompromisszumot kell kötni a mintavételi frekvencia és a felbontás között: a nagyon gyors AD átalakítók felbontása általában rosszabb lassabb társaikénál. A mintavételezési frekvencia megválasztásánál fontos szempont, hogy a frekvencia legalább kétszer nagyobb legyen, mint a mért jelben előforduló legmagasabb frekvenciás komponens (lásd alább).

1.7.2.2 Gyors Fourier transzformáció

A korábban bemutatottak szerint a *Fourier* transzformáció elmélete alapvető jelentőséggel bír az akusztikában. Ugyanakkor a *Fourier* transzformált frekvenciaspektrum meghatározása valós jelekre komoly számítástechnikai kihívást jelent. A gyors *Fourier* transzformáció (FFT az angol *Fast Fourier transformation* kifejezés rövidítése) eljárás segítségével azonban a *Fourier* spektrum könnyen kiszámítható, bár meg kell jegyezni, hogy a módszer tulajdonképpen közelítés, ezért eltérés lesz a módszerrel számolt és a tényleges spektrum között, amint azt a későbbiekben látni fogjuk. Az FFT módszer megfelelő gondossággal történő alkalmazása esetén azonban ezek az eltérések kezelhető mértékűek lesznek.

Az FFT kiinduló alapja, hogy a mérendő jelből mintát veszünk, mondjuk egy AD átalakító segítségével. A minták száma (amit jelöljük az N szimbólummal) 2 egész számú hatványa kell, hogy legyen (256, 512, 1024 stb.). Jelöljük f_s szimbólummal a mintavételezési frekvenciát, aminek reciproka a mintavételezési idő (azaz két mintavételezés között eltelt idő), amit jelöljünk Δt szimbólummal. Az N minta vételezéséhez szükséges idő (amit jelöljünk a T_M szimbólummal) értelemszerűen:

$$158. \text{ képlet. } T_M = N\Delta t.$$

A mintavételezett jelen elvégezhető az FFT, minek matematikai hátterét itt nem részletezzük. A transzformáció eredményeként olyan frekvenciaspektrumot kapunk, melyben csak diszkrét frekvenciák szerepelnek. A legalacsonyabb frekvencia a nulla

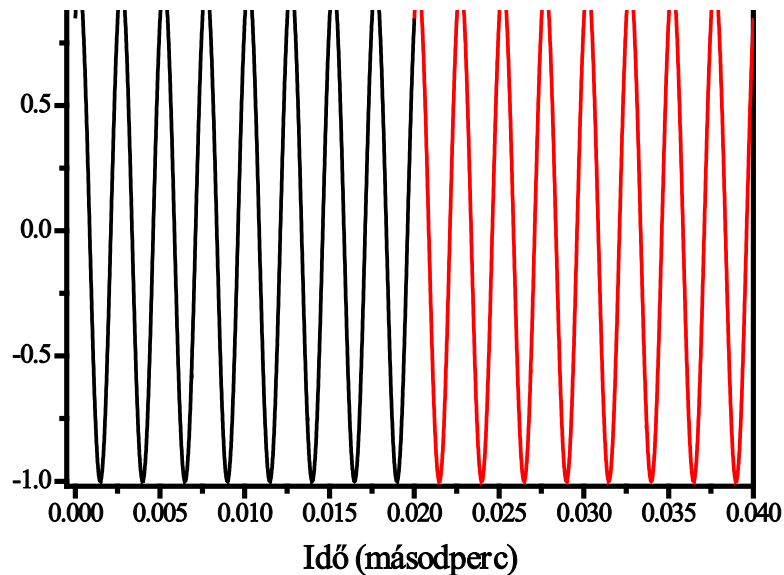
frekvencia (azaz a jel átlagértéke), amivel a korábban elmondottak alapján nem foglalkozunk. Az FFT spektrum alapfrekvenciája (f_0) megegyezik a mintavételezési idő reciprokával:

$$159. \text{ képlet. } f_0 = \frac{1}{T_M} = \frac{f_s}{N}.$$

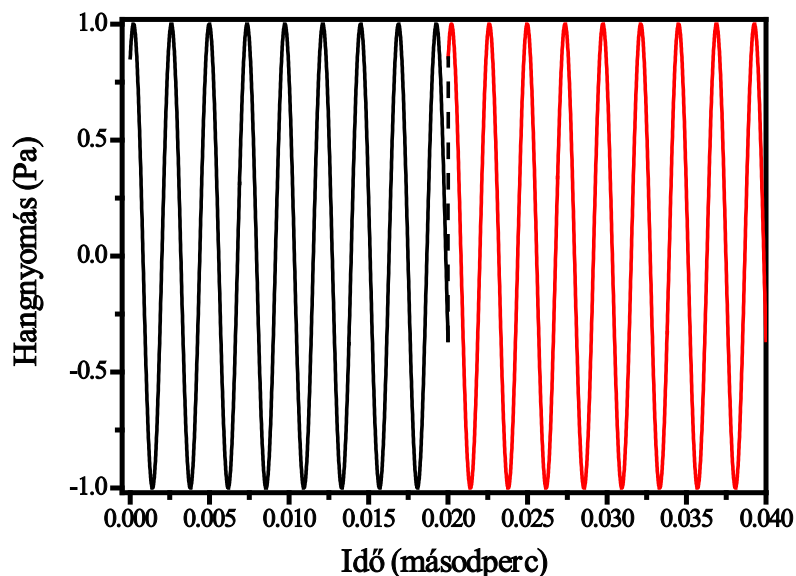
A következő frekvencia az FFT spektrumban az alapfrekvencia kétszerese, majd háromszorosa stb. Azonban létezik egy maximális frekvencia (f_{max}) az FFT spektrumban, ez pedig a mintavételezési frekvencia fele. Ennek a maximális frekvenciának a megléte azonban nemcsak azzal a következménnyel jár, hogy a spektrumot csak eddig a frekvenciáig bezárólag tudjuk meghatározni. További problémát jelent az ún. *Shanon* tétel, ami kimondja, hogy ha a mért időjelben olyan komponensek vannak, melyeknek a frekvenciája nagyobb, mint f_{max} (azaz a mintavételezési frekvencia fele), akkor azok a jelek „betranszformálódnak” az FFT spektrumba és alacsonyabb frekvenciákon jelentkeznek hamis jelként. Ez az ún. aliasing effektus. Ennek megszüntetésére két lehetőség van. Egyrészt alkalmazhatunk ún. anti-aliasing szűrőt, amely levágja a kritikus frekvenciánál magasabb frekvenciájú komponenseket (bár meg kell jegyezni, hogy nagyon nehéz olyan szűrőt készíteni, amely egy bizonyos frekvenciáig teljesen változtatás nélkül átengedi a jelet, és a fölött pedig tökéletesen levág). Akusztikus jelenségek vizsgálata során tipikusan a 16 Hz - 20 kHz frekvenciatartományt szoktuk vizsgálni (ez az emberi fül által hallható frekvenciák tartománya), az e tartomány fölötti frekvenciák eltávolítása általában nem befolyásolja a méréseket. A másik lehetséges megoldás, ha növeljük a mintavételezési frekvenciát, ekkor a kritikus frekvencia is értelemszerűen nőni fog. Ilyenkor azonban, ha a minták számát változatlanul hagyjuk, akkor a 159. képlet szerint az alapfrekvencia nőni fog, és ennek megfelelően az FFT spektrum felbontása romlani fog. Ezt elkerülendő, célszerű a minták számát is növelni (kétszerezni, vagy négyszerezni stb.).

Nem az aliasing az egyetlen probléma az FFT analízissel. Szintén komoly problémát tud okozni az ún. teljesítmény-szivárgás effektus. Ennek az effektusnak a megértéséhez emlékeznünk kell a korábban elmondottakra, miszerint az FFT analízissel csak közelítőleg tudjuk a mért időjel *Fourier* spektrumát meghatározni. A közelítő jelleg többek között abból is látszik, hogy az FFT matematikailag olyan művelet, amely nem pontosan a mért időjelnek a *Fourier* spektrumát adja vissza, hanem egy olyan hipotetikus időjelnek, amely a mért időjelből épül fel oly módon, mintha a mért időjel ismétlődne folyamatosan, végtelen ideig. Ha egy egyfrekvenciás jelet vizsgálunk, melynek frekvenciája pontosan megegyezik az FFT spektrum alapfrekvenciájának egész számú többszörösével, akkor ez a matematikai közelítés nem okoz problémát, hiszen egy ilyen jelből a mérés teljes idejére pontosan egész számú periódus esik, azaz egy ilyen jel a mérési idő letelte után pontosan kezdi ismételni magát, ahogy az a **92** jól látható. Ezzel szemben, ha az egyfrekvenciás jelet olyan, hogy a frekvencia nem egyezik meg az FFT spektrum alapfrekvenciájának egész számú többszörösével, akkor az FFT művelet olyan időjelnek a spektrumát adja meg, amelyben egy ugrás (törés) lép fel a mintavételezési szakasz végén (**93**). A **94** látható a mintavételezéshez illeszkedő és nem illeszkedő frekvenciájú egyfrekvenciás jelet *Fourier* transzformáltja. Az első esetben az FFT spektrum egyetlen vonalból áll, míg a **93** szerinti jelre vonatkozó FFT spektrum jól szemlélteti a teljesítményszivárgás jelenségét. A teljesítményszivárgás effektust csökkenteni lehet, ha a mintavételezett jelet mérési pontonként megszorozzuk ún. ablakfüggvénnyel. Az ablakfüggvény értéke az első mérési pontban nulla, majd néhány mérési ponton belül

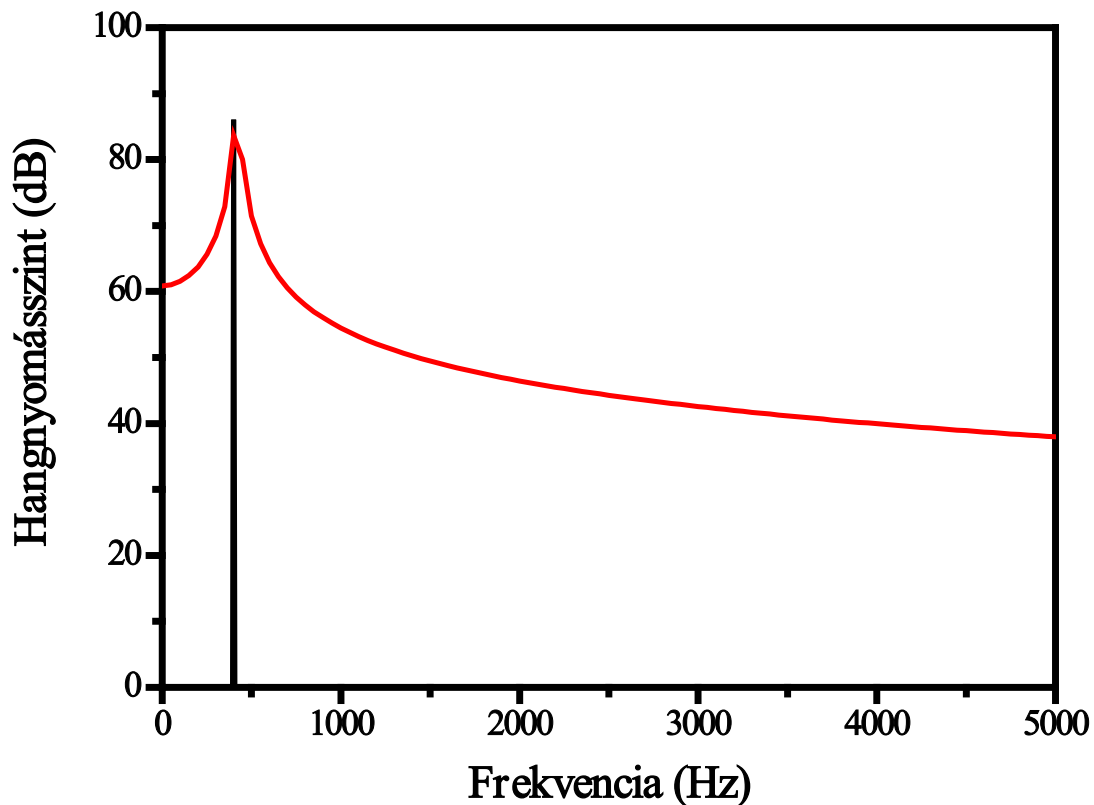
felmegy az értéke egyre, és a mérés végén ismét lemegy az értéke nullára. Könnyen belátható, hogy az ablakfüggvény a mérés elején és végén felvett pontokat leviszi nullára (azaz eltünteti a mesterséges ugrást az ismételt spektrumból), míg a mérés leghosszabb részén nem befolyásolja a mért jelet. Többféle ablakfüggvényt szokás használni, ezek között a különbséget elsősorban az jelenti, hogy milyen módon nő fel a függvény értéke nulláról egységnyire. Az ablakfüggvény csökkenti a teljesítményszivárgást, ugyanakkor torzítja a spektrumot. Meg kell még jegyezni, hogy a teljesítményszivárgás elsősorban összetett periodikus jelek esetén zavaró hatású.



92. ábra A teljesítményszivárgás effektus szemléltetése (I. a mintavételezési időhöz illeszkedő, egyfrekvenciás jel (fekete görbe) és annak a mintavételezési időn túli megismétlődése (piros görbe), látható, hogy a meghosszabbítás után a jel sima marad)



93. ábra A teljesítményszivárgás effektus szemléltetése (II. egy egyfrekvenciás, a mintavételezési időhöz nem illeszkedő, egyfrekvenciás jel (fekete görbe) és annak a mintavételezési időn túli megismétlése (piros görbe), látható, hogy a jel megismétlése



94. ábra A teljesítményszivárgás effektus szemléltetése (III. FFT spektruma a mintavételezési időhöz illeszkedő (fekete görbe), és nem illeszkedő (piros görbe) egyfrekvenciás időjelnek)

1.7.2.3 Akusztikus rendszerek átviteli függvényének meghatározása

Egy akusztikus rendszer átviteli függvényének meghatározására háromféle módszer alkalmazása a leggyakoribb. Elsőként lehetséges a korábban már ismertetett módszer használata, azaz hogy egy egyfrekvenciás gerjesztés frekvenciájának lépésről lépésre történő változtatása és a kimenő/bemenő jel amplitúdó-arányokból, ill. fáziskésésekből az átviteli függvény megkonstruálása. Ennek a módszernek hátránya a nagy időigényessége. A rendszer gerjeszthető egyetlen rövid impulzussal is. Mivel egy rövid impulzus *Fourier* transzformálja egy minden frekvencián egyenletes gerjesztés, a kimenő jel frekvenciaspektruma megadja a rendszer átviteli függvényét. A módszer hátránya, hogy a gerjesztő impulzus amplitúdója nem lehet nagyon nagy, mivel ez nemlineáris effektusokat okozna, így a gerjesztés teljesítménysűrűségi gyakran túlságosan alacsony, ami rossz jel/zaj viszonyú méréseket eredményez. A harmadik megoldás, hogy fehér zajjal gerjesztjük a rendszert. A fehér zaj is széles frekvencia-tartományú gerjesztésnek felel meg, de sokkal nagyobb a teljesítménysűrűsége, mint az impulzusos gerjesztésnek.

1.8 Zajmérés (Koscsó Gábor)

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Budapest

1.8.1 Alapfogalmak, bevezetés

A hang, így a különböző zajok is kettős, azaz áramlási és hullám természettel rendelkeznek. A hang, mint egy mechanikai zavarási állapot továbbterjedés kis amplitúdójú, összenyomható és instacioner (időben változó) jellegű, sajátos áramlásnak tekinthető. Ugyanakkor a hang interferenciát hozhat létre, közeghatáron a terjedési iránya megtörhet, a közeghatárról visszaverődhet, ill. a terjedést akadályozó objektumnál elhajlást szenvedhet, amely jelenségek a hang hullámtermészetére utalnak. A hangterek méréses vizsgálatát alapvetően a hang áramlás természetére alapozzuk, a hullámtermészet mérés technikai jelentősége sokkal kisebb. A hangtérben a mechanikai zavarások hatására a levegő áramlási jellemzőinek, nyomás, sebesség, sűrűség és hőmérséklet, kis amplitúdójú, időben szaporán változása alakul ki. A hang hatására létrejövő nyomásingadozás (hangnyomás) jól mérhető mennyiség, a sebesség (részecskesebesség) mérése megoldható, a sűrűség- és a hőmérsékletingadozás közvetlen mérése azonban komoly nehézségekbe ütközik. Ezért hangterek kísérleti vizsgálatánál általában a hangnyomást, ill. bizonyos esetekben a részecskesebességet mérjük. Annak ellenére, hogy a hang mechanikai jelenség, kis amplitúdójú és időben szaporán változó jellege miatt hagyományos, teljesen mechanikai elvű műszerrel megfelelő pontossággal nem lehet megmérni. Az akusztikai kísérleti módszereinek kibontakozását az elektromos mérés technika fejlődése tette lehetővé. Ezt megelőző időszakban érdekes megfigyelésekre (pl. lemezek és membránok hajlítózregés csomóvonalainak bemutatása *Chladni*-féle ábrákon, vagy a hang hatására kialakuló membrán rezgés szemléltetése *König*-féle lángmanométerrel), egyszerű mérésekre (pl. a hangsebesség meghatározása ágyú elsütésével, az ágyú és az észlelési pont közötti távolság, ill. a torkolattűz és a dörrenés észlelési idő különbségének mérésével) nyílt lehetőség. Ezek a maguk korában nagy jelentőséggel bíró felfedezések a hangterek általános, tudományosan megalapozott kísérleti vizsgálatát nem tették lehetővé. Az analitikus akusztika alapjainak lerakása a XVIII. század vége és XIX. század eleje közötti időszakra tehető (*Euler*, *d'Alembert*, *Laplace* és *Fourier* munkássága). Az elméleti úton levezett akusztikai összefüggések kísérleti igazolására több mint 100 évet kellett várni. A mai modern akusztikai mérés technika első nagy érzékenységgű és kis tehetetlenségű elektromos mérőberendezései a XX. század derekán készültek el. Az első kézi hangnyomásszint mérő műszer az 1960-as években került forgalomba (*Brüel&Kjaer type 2203*). Hasonlóan nagy jelentőségű, a napjainkban teret hódító digitális mérés technika alkalmazása az akusztika és a zajvédelem területén.

1.8.2 Zajvédelmi mérések célja, mérendő mennyiségek

A zajvédelmi mérések célja nagyon sokrétű lehet. A teljességre való törekvés nélkül jellegzetes zajvédelmi mérés a zajterhelés meghatározás, a zaj háttérterhelés felmérés, a zajkibocsátás mérés, ill. a különböző anyagok és kialakítások zajvédelmi szempontból fontos tulajdonságainak meghatározása.

1.8.2.1 Környezeti és munkahelyi zajterhelés meghatározása

A környezeti és munkahelyi zajterhelést konkrét, már működő zajforrások környezetében, az ott élő, ill. dolgozó személyek zajártalom elleni védelme érdekében végzünk. Ilyen méréseket rendelnek el a települések önkormányzatai vagy a környezetvédelmi hatóságok, például lakossági bejelentésre, vagy új üzem használatbavételi engedélyének kiadásakor. Amennyiben a mérések eredményéből kiderül, hogy a kibocsátott zaj az előírt határértékhez képest nagyobb, a zajkibocsátásért felelős személyt vagy intézményt a zajterhelés csökkentésére kötelezik. A környezeti és munkahelyi zajokat általában a konkrét helyszínen, kézi hangnyomásmérővel vagy hordozható analizátorral mérjük. A mérési módszert szabvány, a vonatkozó határértékeket rendelet foglalja össze.

A zajterhelés meghatározása során a lakó, pihenő, vagy munkahelyi környezetben a zajbesugárzás hatására kialakuló hallószervi fárasztó hatást, a zajosságot határozzuk meg. A hallószervi fárasztó hatást kifejező mérőszámok részletes bemutatása korábbi fejezetben, a szubjektív akusztikai mérőszámok leírásánál található. Most a jelen fejezet megértéséhez szükséges legfontosabb részeket ismételjük meg röviden. Egy zaj fárasztó hatását sok más tényező mellett alapvetően a zajdózis (a hallószervünkre kifejtett fárasztó munka), a zaj színe (spektruma) és időbeli lefutása határozza meg. A zajdózis (W_z) a fülünk külső hallójáratába bejutó hangteljesítmény (P) és a besugárzási idő (Δt) szorzatából kapható (feltételezve, hogy a teljesítmény időben állandó). A külső hallójáratba bejutó teljesítményt a besugárzó hang intenzitása (I) és a külső hallójárat keresztmetszet (A_h) szorzata határozza meg (feltételezve, hogy I az A_h felületre merőleges átlagintenzitás). Egyszerű, szabadon terjedő síkhullám terjedést feltételezve az effektív hangnyomás (p_{eff}) és a vivőközeg (levegő) karakterisztikus impedancia (sűrűség és hangsebesség szorzata) felhasználásával a besugárzó hang átlagos intenzitása meghatározható:

$$160. \text{ képlet. } W_z = P\Delta t = IA_h\Delta t = \frac{p_{eff}^2}{\rho a} A_h\Delta t.$$

Az emberi fül külső hallójáratának keresztmetszete bizonyos túrésen belül állandónak tekinthető, ill. a zajokat a fülünkhöz közvetítő levegő karakterisztikus impedanciája a szokásos hangterjedési viszonyok között szintén keveset változik. Így belátható, hogy a hallószervünkre kifejtett fárasztó munkát a zaj effektív hangnyomás négyzete, és a besugárzási idő határozza meg. Akusztikában, ezen belül kifejezetten az akusztikai mérés technikában a különböző mennyiségeket szintekben fejezzük ki. Így a hangnyomás effektív értékének négyzetét sem közvetlenül, hanem szintes alakban írjuk fel. A hangnyomásszint (L) meghatározás szerint:

$$161. \text{ képlet. } L = 10 \cdot \lg \frac{p_{eff}^2}{p_0^2} \text{ [dB]},$$

ahol: p_0 a vonatkozási hangnyomás, melynek nemzetközileg elfogadott értéke: $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa = 20 μ Pa.

A szintes írásmód használata nem csak az akusztikában, hanem a rezgésben, ill. az elektromos mérés-technikai más területein is szokásos. Fontos alapszabály, hogy egy szintben megadott mennyiségnél minden esetben ismerni kell a vonatkoztatási érték nagyságát. Az akusztikában használatos, szintekben kifejezett mennyiségek részletes bemutatása a jegyzet korábbi fejezetében megtalálható. A szintes írásmód bevezetésével a hallószervünkre kifejtett fárasztó munkát, a zajdózist alapvetően a zaj hangnyomásszintje és a besugárzási idő határozza meg. A zajdózist a mérés-technikai gyakorlatban adott hosszúságú megítélési időtartamra, T -re vonatkozó egyenértékű hangnyomásszinttel, L_{eq} -val fejezzük ki. Környezeti zajok vizsgálatánál nappal 8 óra, éjszaka 0,5 óra, ill. munkahelyi zajok esetében a műszak hosszától függően általában 8 óra a zaj megítélési ideje. Ha a hangnyomásszint a vizsgálati időtartamon belül nem állandó, akkor az egyenértékű hangnyomásszintet a 162. képlet segítségével számíthatjuk ki:

$$162. \text{ képlet. } L_{eq} = 10 \cdot \lg \left(\frac{1}{T} \int_0^T 10^{0,1L(t)} dt \right) [dB].$$

Közepes, vagy annál jobb kiépítésű hangnyomásszint-mérőknél az egyenértékű hangnyomásszint mérése a beállítható funkciók között szerepel, így azt a meghatározott mérési idő alatt közvetlenül határozhatjuk meg. A gyakorlatban a mérési idő rövidebbre is választható, mint a megítélési idő. Ennek az a feltétele, hogy a megítélési idő alatt a zaj lefutása olyan n számú részidőtartamra legyen bontható, amelynél egy részidőtartamon belül a hangnyomásszint nem változik. Ekkor elegendő az egyes Δt_i hosszúságú részidőtartamokra jellemző hangnyomásszintek, L_i -k meghatározása. Az n számú, különböző részidőtartamok összege a megítélési idővel egyenlő. A jellemző szakaszokból felépülő zaj egyenértékű hangnyomásszintje:

$$163. \text{ képlet. } L_{eq} = 10 \cdot \lg \left(\frac{1}{T} \sum_{i=1}^n \Delta t_i \cdot 10^{0,1L_i} \right) [dB].$$

A zaj fárasztó hatását a zajdózis jelentősen befolyásolja, de a meghatározásához önmagában nem elegendő. Ennek az oka az, hogy a hallásunk érzékenysége a frekvencia függvényében változik. Átlagos, egészséges, fiatal személyek esetén a hallható hangok frekvenciatartománya közelítőleg 20 Hz és 20 kHz közé esik. A frekvenciatartomány középső részén, hozzávetőleg 1 kHz és 5 kHz között hallásunk igen érzékeny. A számunkra nem érzékelhető frekvenciák felé közeledve azonban az érzékenység fokozatosan romlik. Így például az 1 kHz frekvenciájú és 50 dB hangnyomásszintű tiszta hanggal megegyező hangosságérzetet 50 Hz frekvencián 70 dB-re növelt hangnyomásszintű hang képes létrehozni. Hallásunk érzékenységének frekvencia függése a nagyobb hangosság szintek felé kiegyenlítődik. Így az előző példával megegyező 1 kHz frekvenciájú, de 100 dB hangnyomásszintű tiszta hanghoz képest 50 Hz frekvencián a hangnyomásszintet már csak 110 dB-re kell növelni az azonos hangosságérzet elérése érdekében). A hallásérzettség frekvencia függésének figyelembe vételére bevezetett jellemzők közül manapság legszélesebb körben elterjedt egy-mérőszámú mennyiségek az A- és C-hangnyomásszintek. Pontosabban az „A” és „C” szűrővel súlyozott hangnyomásszintek. Mindkét szűrő esetében olyan karakterisztikát alkalmazunk, amely közép magas tartományban enyhén kiemel, kis és nagy frekvenciák felé haladva fokozatosan növekvő mértékben levág. Így adott zaj esetében

lecsökkenti a hangszínekben a fül számára rosszul érzékelhető összetevők szerepét, és kiemeli a jól érzékelhetőket. Az „A” szűrőt kisebb hangosságú (környezeti és munkahelyi zajoknál), a „C” szűrőt nagyobb hangosságú (munkahelyi zajoknál) hangok esetén használjuk. A zaj fárasztó hatását kifejező megítélési hangnyomásszint meghatározásához az egyenértékű hangnyomásszint kifejezésébe a súlyozatlan hangnyomásszint helyére az A- és C-hangnyomásszinteket kell behelyettesíteni. Példaként az egyenértékű A-hangnyomásszint, L_{Aeq} folytonos megoszlásokra vonatkozó kifejezése:

$$164. \text{ képlet. } L_{Aeq} = 10 \cdot \lg \left(\frac{1}{T} \int_0^T 10^{0,1L_A(t)} dt \right) [dB(A)],$$

és jellemző részydőtartamokra bontott, szakaszos hangnyomásszint megoszlásra vonatkozó kifejezése:

$$165. \text{ képlet. } L_{Aeq} = 10 \cdot \lg \left(\frac{1}{T} \sum_{i=1}^n \Delta t_i \cdot 10^{0,1L_{Ai}} \right) [dB(A)].$$

Környezeti zajoknál a zaj fárasztó hatásának megítéléséhez az egyenértékű A-hangnyomásszint mellett további két tényezőt kell figyelembe venni. Megfigyelések szerint ugyanolyan egyenértékű A-hangnyomásszint esetén kedvezőtlenebb egy zaj szubjektív megítélése, és így fárasztóbb elviselni, ha a zaj színekében tiszta hangú összetevő van (a zajból kiemelkedő füttyülő vagy bűgő hang figyelhető meg), ill. időbeli lefutásában impulzusos összetevő található (csattanó, dörrenő, rövid ideig tartó, erős zaj hallható). Tiszta hangú összetevőt lehet jelen például gázturbinák zajában az álló és forgó lapátmozgás körül kialakuló áramlási kölcsönhatás eredményeként keletkező egymásrahatás zaj, vagy egy gázmotoros blokkfűtőerőmű mellett, a nem megfelelően tompított kipufogási zaj miatt. Impulzusos zajt okoz a kalapácsütés vagy a hidraulikus fémlemez daraboló működése. A környezeti zajterhelés meghatározásánál mindkét hatást, a megítélési hangnyomásszintet növelő korrekciós tényezővel vesszük figyelembe. A jelenleg érvényben lévő szabvány szerint tiszta hang jelenlétére utal, ha a zaj tercsávós színekében olyan összetevő található, amely a szomszédos sávokhoz képest legalább 5 dB-lel emelkedik ki. Impulzus korrekciót akkor kell végrehajtani, ha az impulzusos és lassú időállandóval mért legnagyobb A-hangnyomásszintek különbsége 3 dB(A), vagy annál nagyobb.

Munkahelyi zajoknál az egyenértékű A- és C-hangnyomásszint mellett a „C” szűrővel súlyozott, csúcs (*Peak*) időállandóval mért legnagyobb hangnyomásszintet is meg kell határozni.

1.8.2.2 Környezeti zaj háttérterhelés mérése

Zajtól védendő környezetben új zajforrások telepítése előtt zaj háttérterhelés felmérést kell végezni. A mérési eredmények felhasználásával a zajvédelmi tervezés során meghatározható a határértékek betartása mellett a területen elhelyezhető új zajforrások száma, és az esetlegesen szükséges zajcsökkentés mértéke. Amennyiben a vizsgált környezetben már meglévő üzem vagy zajforrás működik, akkor a háttérterhelést az előző részben bemutatott,

környezeti zajterhelés meghatározására vonatkozó módszerrel kell meghatározni. Olyan helyen, ahol üzem, vagy más egyéb, a szokásos környezettől elkülöníthető zajforrás nem található, a zaj háttérterhelést az L_{A95} , azaz a 95 %-os statisztikus hangnyomásszint meghatározásával kaphatjuk meg. A környezeti zaj háttérterhelést a vizsgált helyszínen, kézi hangnyomásszint-mérővel vagy hordozható analizátorral határozhatjuk meg. A mérés végrehajtásának módját szabvány foglalja össze.

1.8.2.3 Berendezések zajkibocsátásának meghatározása

Fontos zajvédelmi mérés a berendezések zajkibocsátásának meghatározása. A zajkibocsátás ismerete zajcsökkentési tervek készítésénél, berendezések katalógus adatainak összeállításánál, vagy egy zajos berendezés által kibocsátott hangteljesítményszint csökkentése érdekében végzett fejlesztés során válhat szükségessé. A zajkibocsátás meghatározására vonatkozó két alapvető módszer közül az egyiknél a zajforrástól meghatározott távolságban (általában 1 m-re) kijelölt burkoló felületen, több pontban hangnyomásszint megoszlást mérünk. A másik módszernél a zajos berendezés által kibocsátott hangteljesítményszintet határozzuk meg. A hangteljesítményszint meghatározás alapját képezheti hangnyomásszint vagy hangintenzitás-szint mérés. Amennyiben a zajforrás körül kialakuló hangtér számítása a frekvenciától független (szabad térben, a zajforrás és a védett tér kis távolsága esetén), a zajkibocsátás meghatározásához elegendő az A-hangnyomásszint mérése. Ha azonban a zajforrást határolt térben helyezik el, vagy a hangtere szabadban, nagyobb távolságokban is érdekes, a méréseket oktáv- vagy tercésávok felbontásban kell elvégezni. Egyszerűbb, frekvenciafüggő akusztikai számításokat oktáv- vagy tercésávok (állandó relatív sáv szélességű: $f_{felső}/f_{alsó}=áll.$) frekvencia felbontásban végezzük el, mert a különböző kézikönyvekben a méretezéshez szükséges adatok is ilyen felbontásban szerepelnek (pl. A-súlyozás relatív szintjei, falak hangelnyelési tényezői). Tiszta hangú összetevők, például rezonáns jelenségek vizsgálatánál (kiemelten nagyobb frekvenciáknál) keskenysávú (állandó sáv szélességű: $f_{felső}-f_{alsó}=áll.$), akár 1 Hz sáv szélességű frekvencia felbontást alkalmazunk. A zajkibocsátás mérés elvégezhető laboratóriumi körülmények között, vagy a beépítés helyszínén, zárt térben, vagy szabad térben egyaránt. A különböző módszerek közül számosat szabvány ír le.

1.8.2.4 Különböző anyagok és kialakítások akusztikai tulajdonságainak mérése

A különböző anyagok hangelnyelési tulajdonságainak meghatározása, a zajvédelmi tervezés és termékfejlesztés céljait szolgálja. A hangelnyelési tényezőt laboratóriumi körülmények között, mérőleges beesés esetére *Kundt*-cső segítségével, statisztikus beesésnél zengőtéri méréssel határozhatjuk meg. Épületakusztikai tervezéshez, termékfejlesztéshez vagy az esetlegesen felmerülő zaj panasz okának feltáráshoz fontos zajvédelmi mérés az épülethatároló elemek (nyílászárók, falak) hangszigetelő képességének vizsgálata. A méréseket laboratóriumi körülmények között és a beépítés helyén egyaránt el lehet végezni. A hangszigetelő képesség vizsgálatára vonatkozó módszerek közül számosat szabvány foglal össze. A gépészeti zajvédelemben, csatornában terjedő zajok csökkentésére számos esetben alkalmazunk hangtompítókat. A különböző csatorna hangtompítók hanggátlásának meghatározása általában laboratóriumi körülmények között történik. A különböző anyagok

és kialakítások akusztikai jellemzőinek mérése során általában a hangnyomásszinteket határozzuk meg oktáv-, ill. tercsávós felbontásban.

Összefoglalva zajvédelmi (ill. általában akusztikai) méréseknél alapvető fontosságú mennyiségek a súlyozatlan (lineáris), az „A” és „C” szűrővel súlyozott hangnyomásszintek, ill. az oktáv-, terc- és keskenysávós felbontású sávhangnyomásszintek.

1.8.3 Zajmérő eszközök

A feladat jellegétől függően a különböző zajvédelmi mérések elvégzésére az egyszerű kézi hangnyomásszint-mérőktől az összetett, sok funkciós, egyedi feladatokra külön programozható laboratóriumi analizátorokig bezárólag számos műszer áll rendelkezésre. A manapság használatos hangmérők tisztán analóg vagy digitális, ill. analóg és digitális egységeket egyaránt tartalmazó műszerek.

1.8.3.1 A hang érzékelése

Minden hangmérő berendezés funkcionális kapcsolási vázlatának első eleme a hangérzékelő egység. Levegőben (vagy más légnemű halmazállapotú közegben) kialakuló hangokat mikrofonnal, vízben (ill. más cseppfolyós közegben) terjedő hangokat hidrofonnal mérjük. Zajvédelmi szempontból a levegőben terjedő hangok kiemelt fontosságúak, ezért jelen keretek között a léghangok érzékelésre szolgáló mikrofonokkal foglalkozunk.

1.8.3.1.1 Mikrofonok

A mikrofon feladata a hang adott áramlási (mechanikai) jellemzőjének elektromos jellé alakítása. A mikrofon egy mechanikus-elektromos jelátalakító. A különböző mikrofonok a hang közvetlenül mérhető áramlási jellemzői közül a hangnyomást speciális nyomásmérőkkel, a részecskesebességet külön hangmérésre kifejlesztett hődrótos anemométerrel érzékelik. A gyakorlatban szinte kizárólag hangnyomást érzékelő mikrofonokat használunk. A részecskesebességet érzékelő átalakítók elvi jelentőségűek, gyakorlati alkalmazásuk ritka (kivéve az intenzitás mérés), ezért a későbbiekben mikrofon alatt a hangnyomást érzékelő jelátalakítót értjük.

Működésük fizikai elvét tekintve számos mikrofon típus létezik. Mérési célra manapság leggyakrabban kondenzátor mikrofonokat használnak. Elektroakusztikai berendezésekben gyakran találunk az említett típuson kívül piezo- és dinamikus mikrofonokat is. A kondenzátor mikrofon egy olyan sajátosan elkészített kondenzátor, amelynek egyik fegyverzete merev, a másik rugalmas, könnyen deformálható membrán felület. A két fegyverzet közötti részt levegő tölti ki, amely a környező, szabad légtérhez vékony nyíláson keresztül csatlakozik. A mikrofon külső részén elhelyezkedő vékony membrán a hanghullám által keltett nyomásingadozás hatására deformálódik. Feltételezve, hogy a kondenzátorban tárolt töltés mennyisége állandó, amikor a membrán a nyugalmi helyzetéhez képest a merev fegyverzet felületéhez közelebb kerül, a feszültség megnő, ill. amikor eltávolodik, lecsökken.

Kis membrán deformációt feltételezve a kondenzátor fegyverzetei közötti feszültségkülönbség változás, ΔU egyenesen arányos a membrán elmozdulásával, Δx -szel:

$$166. \text{ képlet. } \Delta U = -\frac{U}{C} \Delta C = U \frac{\Delta x}{d}.$$

Az összefüggésben U a kondenzátor fegyverzetei között mérhető feszültség különbség nyugalmi helyzetben, C a kondenzátor kapacitása, ΔC a membrán deformálódását követő kapacitás változás, ill. d a fegyverzetek közötti távolság.

Mérőmikrofonokat különböző méretben gyártanak, a leggyakrabban előforduló méretek az 1/8", 1/4", 1/2" és az 1"-os méretű.

Más, méréstechnikában használt érzékelőkhöz hasonlóan a mikrofonoknak is fontos jellemzője az érzékenység, azaz a mért jellemző (hangnyomás) egységnyi értékére létrehozott elektromos jel (általában feszültség) nagysága:

$$167. \text{ képlet. } S = \frac{\Delta U}{\Delta p},$$

ahol: ΔU a mikrofon kapcsain, a hang hatására kialakuló pillanatnyi feszültség, Δp a mikrofon helyén (a mikrofon nélkül) tapasztalható pillanatnyi hangnyomás.

A laboratóriumi méréstechnikában használatos mikrofonok érzékenységének nagyságrendje 10^{-4} - $0,1$ V/Pa közötti érték. Általában a nagyobb membrán átmérőjű mikrofonok érzékenyebbek. Az érzékenység a mikrofon kialakítása mellett, a mikrofon tengely és a besugárzó hang terjedési iránya közötti szögtől, ill. a hang frekvenciájától függ. E két utóbbi tulajdonságot a mikrofon irány- és frekvencia-karakterisztikájával jellemezzük. Speciális mérési feladatokra készített kondenzátor mikrofonok figyelembe vételével az érzékelhető frekvencia tartomány $0,1$ - 10^5 Hz közé tehető. Általános szabály, hogy minél kisebb egy mikrofon membránjának átmérője, annál nagyobb frekvenciáig használható. Egy mikrofon használatba vétele előtt fontos tisztázni, hogy a mikrofont alapvetően milyen jellegű hangtér vizsgálatára készítették. Alapvetően három típus, szabad téri-, diffúz téri- és nyomásmikrofonok léteznek. Szabad térben meghatározott irányból érkező hanghullám hatására a terjedést akadályozó szilárd test előtt a hangtér szóródása miatt a hangnyomás helyileg megemelkedik. Ezért főleg nagyobb frekvenciákon a mikrofon a saját jelenléte miatt a valóságoshoz képest nagyobb hangnyomást érzékel. A hibát a mikrofon megfelelő átalakításával korrigálják. Ebben az esetben viszont nagyon fontos, hogy a membránra merőleges hangterjedési irány mellett létrehozott korrekciós átalakítások hatása csak akkor érvényesül, ha a mikrofont hangvisszaverődésektől mentes szabad környezetben, a hangforrással szemben fordítva használjuk. A statisztikus beesés miatt a hangvisszaverő falakkal határolt diffúz hangtérben a hanghullámok a mikrofonhoz képest szemből, oldalról és hátulról is érkehetnek. Ezért a diffúz hangterek mérésére elkészített mikrofonoknál jóval kisebb mértékű korrekcióra van szükség, hiszen a szemből érkező hangteljesítmény hányad kisebb a szabad téri esethez képest. A nyomásmikrofonoknál nincs korrekciós átalakítás. Alapszabály, hogy lehetőség szerint a mikrofonokat olyan hangtéri környezetben használjuk, amely mérésére elkészítették őket. Ettől eltérő esetek lehetségesek, de ekkor például, ha

szabadtéri mikrofonnal diffúz hangtérben szeretnénk mérni, „ellen” korrekciós szűrőt (általában a műszerbe beépített) kell alkalmaznunk, ill. diffúz téri vagy nyomás mikrofonnal szabad térben végzett méréseknél akkor követjük el a legkisebb hibát, ha a mikrofon membránja a hangterjedés irányával párhuzamos helyzetű. További nagyon fontos jellemző a mikrofonnal a mérés során átfogható dinamikai tartomány nagysága, vagyis az adott mikrofonnal megmérhető legnagyobb és legkisebb hangnyomások viszonya. Mérőmikrofonok dinamikai tartományának szokásos értéke szintekben kifejezve 100-140 dB közötti érték. A dinamikai tartomány alsó értékét a mikrofon alapzaja korlátozza. Ezt alsó frekvencia tartományban a molekuláris hőmozgás miatti termikus zaj, nagyobb frekvenciákon a kapcsolódó elektromos egységek zaja rontja el. A kondenzátor mikrofonokkal megmérhető legkisebb hangnyomásszintek szokásos értékei 0-50 dB közötti értékek. A dinamikai tartomány felső értékét általában a mikrofon érzékelő részének mechanikai túlterhelés miatti kiszámíthatatlan viselkedése, linearitás vesztese korlátozza. Áramlástan jelenségek mérésére is alkalmas mérőmikrofonok figyelembe vételével a dinamikai tartomány legfelső határa 100-240 dB közötti értékek lehetnek. Természetesen egy mikrofon kiválasztásánál nem szabad megfeledkezni arról a legnagyobb hangnyomásszintről, amelyet a mikrofon maradandó károsodás nélkül képes elviselni.

1.8.3.1.2 Mikrofonok különleges alkalmazásai

Mikrofonok irány szelektivitásának fokozására (csak egy megadott irányból érkező hanghullámokat érzékelje) pisztoly mikrofonokat alkalmazunk. A mikrofont egy akusztikai parabola tükör fókusz pontjában elhelyezve az érzékenység és az irány szelektivitás egyaránt növelhető. Térben kiterjedt, összetett zajforrások sugárzási terének vizsgálatához sok mikrofonból álló mikrofon-tömböt használunk.

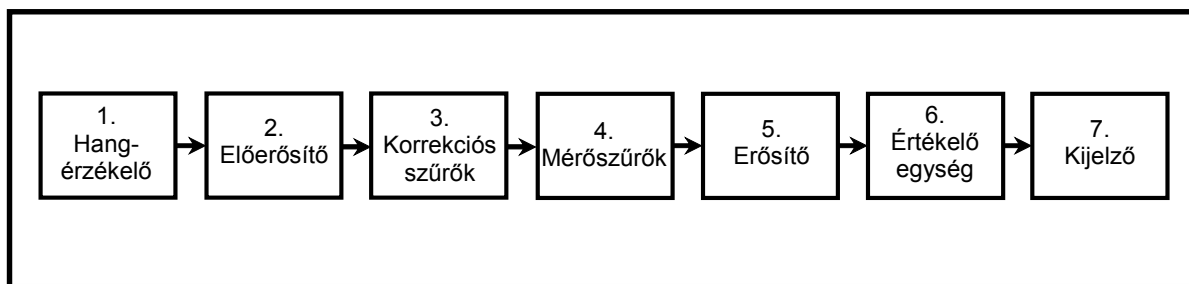
1.8.3.1.3 Hangintenzitás mérés

A hang érzékelése kapcsán a teljesség kedvéért meg kell említeni a különböző hangintenzitás szondákat. A hangintenzitás származtatott mennyiség, így közvetlenül nem mérhető. Meghatározásához a hangnyomás és a részecske-sebesség fázishelyes ismeretére van szükség, amely mennyiségekből az intenzitás számítással határozható meg. A hangnyomás és a részecskesebesség szimultán mérésére két módszer ismert. Az egyik módszernél két, egymáshoz közel elhelyezett mikrofon jeléből határozzuk meg az intenzitás számításához szükséges hangnyomást és részecskesebességet. A másik módszernél a hangnyomást mikrofonnal, a részecskesebességet speciális hődrót szondával lehet meghatározni.

1.8.3.2 Zajmérő műszerek

Az egyszerű kézi hangnyomásszint-mérők általában továbbra is analóg áramköri elemekből épülnek fel. Általában súlyozatlan összhangnyomásszint, ill. A- és C-hangnyomásszintek mérésére alkalmasak lassú és gyors időállandó beállítások mellett.

Egy jól felszerelt kézi zaj-analizátor az előbb említett funkciókon túlmenően egyenértékű hangnyomásszint, maximum és minimum érték, oktáv- és tercsávós hangszínek meghatározására is alkalmas, ill. a korábbi két időálló az impulzusos és a csúcs beállításokkal bővül. Az ilyen jellegű műszerekben a mérésben résztvevő áramkörök egy része továbbra is analóg jellegű (erősítők, szűrők), de a műszer vezérlését és bizonyos számítási műveleteket már digitális mikroprocesszor végzi. A 95 egy hagyományos (analóg) zaj-analizátor egyszerűsített blokk diagrammját mutatja be. Az analizátor első eleme a hangnyomást elektromos jellé átalakító mikrofon (1.). Zajmérő berendezéseknél leggyakrabban ½" átmérőjű, kondenzátor mikrofont alkalmazunk. A mikrofon feszültségjele általában nagyon kicsi, ezért azt, közvetlenül a mikrofon után elhelyezett előerősítőbe (2.) vezetjük. Mérőmikrofonoknál általában a hangérzékelő mikrofon és az előerősítő fizikailag is egy egységet képez. Az előerősítőből kilépő jel a korrekciós szűrőn (3.) halad keresztül. Korrekciós szűrőt építünk be például, ha a szabadtéri mikrofont diffúz hangtérben kívánjuk használni ellen-korrekció létesítésére, vagy a szélvédő szivacsgömb miatti csillapító hatás kompenzálására. A 4. számú egység a zajméréshez szükséges „A” és „C” súlyozó szűrőket, ill. a hangszínek meghatározásához szükséges oktáv- és tercsávós szűrőkészleteket tartalmazza. A szűrést követően általában ismételt erősítésre van szükség. Az erősítőből (5.) kilépő elektromos jel az értékelő egységbe (6.) jut.



95. ábra *Hagyományos zaj-analizátor működésének blokk diagrammja*

Az értékelő egység megfelelő áramköri elemek segítségével az effektív (RMS) érték mellett, exponenciális átlagot képez a kijelzéshez, ill. az adott mérési időszakra vonatkozó legkisebb és legnagyobb hangnyomásszintek kijelzését, az egyenértékű számítását, és a szintképzést teszi lehetővé. A megfelelő leolvashatóság érdekében a zajmérő kijelzőjén valójában a vizsgált effektív érték időbeli exponenciális átlaga jelenik meg. Az exponenciális átlagban legnagyobb súllyal mindig az aktuális érték szerepel, a többi összetevő időben visszafelé haladva exponenciális haladvány szerint csökkenő súllyal vesz részt. Ha az exponenciális átlagolásnál az együtthatót úgy választjuk meg, hogy az átlag képzésénél az időben korábbi értékek is jelentős súllyal szerepelnek, a műszer időállója megnő, amely analóg kijelzőjű műszer esetén a mutató lassú mozgását eredményezi. Így könnyebb a leolvasás, de a zaj időbeli változásának szélső értékei nem követhetőek, és információvesztés alakul ki. Ha az exponenciális átlagolást úgy állítjuk be, hogy az időben korábbi értékek súlya rohamosan csökkenjen, úgy a műszer időállója lecsökken, amely hatására az analóg kijelzőjű műszer esetén a mutató mozgása felgyorsul. Ez nehezebb leolvasást eredményez, de a zaj időbeli változását a műszer jobban követi, és az információvesztés kisebb mértékű lesz. Időben igen gyorsan változó impulzusos zajok csúcserkéinek észleléséhez a zaj felnövekvő értékéhez kis időálló, csökkenő értékéhez nagy időálló alkalmazva a műszer által kijelzett érték a csúcsok közelében marad, és így a gyorsan változó hangnyomásszint maximumok is

leolvashatóvá válnak. Ilyen beállítás esetén azonban a műszerről időközönként leolvasott értékek átlaga nem egyenlő a tényleges hangnyomásszint átlaggal. A különböző gyártók által készített zajmérők jellemzőinek összehangolása érdekében a műszerek időállandóit szabványba foglalták. Szokásos jelölés mellett a szabvány szerint a műszer időállandó értéke „S” (*slow*, lassú) beállítás esetén 1000 ms, „F” (*fast*, gyors) beállításnál 125 ms. Az „I” beállítás alkalmával a felfutási időállandó 35 ms, míg a lecsengésé 3000 ms. A mai zajmérő műszereken az eddig felsorolt beállítások mellett egy negyedik, „csúcs” (*peak*) időállandó kiválasztására is lehetőség nyílik. Ez abban tér el, hogy amíg az előző három beállításnál az átlagot az effektív értékekből képeztük, addig a csúcs időállandó beállítása esetén a hangnyomás pillanatnyi legnagyobb értékei képezik az átlagolás alapját. A zaj-analizátor utolsó egysége a kijelző (7.), vagy a grafikus megjelenítéshez alkalmazott szintíró.

A digitális mérés technika rohamos fejlődésével napjainkban egy digitális zaj-analizátor a jól felszerelt kézi műszerek alkalmazási lehetőségei mellett, FFT (*Fast Fourier Transformation*) segítségével keskenysávú elemzésre, statisztikus elemzésre, utózungési idő meghatározásra és más összetett akusztikai vizsgálatok elvégzésére is alkalmas. A digitális zajmérő lényege, hogy a mikrofont és az azt követő előerősítő után a jel egy analóg-digitális átalakítóba kerül (A/D konverter), amely a bejövő analóg elektromos jelet, digitális (számjegyekkel leírt) jellé alakítja. Ettől a lépéstől a műszer gyakorlatilag egy célszámítógépnek tekinthető, amely az összes többi jelformálási és értékelési feladatot sajátos számítások formájában végzi el. A digitális mérés technika segítségével a különböző zajok azonos idejű elemzését végezhetjük el. Ez azt jelenti, hogy a mérés során első lépésben a zaj időfüggvényét rögzítjük, és ezt követően analizáljuk a jelet. Így például egy oktávsávós hangszínek előállításánál az egyes összetevők ugyanahhoz az időfüggvényhez tartoznak. Korábban, analóg műszer alkalmazása esetén, például oktávsávós hangszínek meghatározásánál a szűrősor egymást követő elemei időben egymás után kapcsolnak be, és így a szűrőlánc egyes elemei az időfüggvény más-más részeit mérik. Ilyen műszerrel csak időben állandó zajok színeképe határozható meg, tranziens (időben változó) jelenségeké nem. A digitális mérés technika további előnyei közé tartozik, hogy az időfüggvény (hangfelvétel) birtokában a jelfeldolgozási és értékelési számítások a felhasználó igényének megfelelően tetszőlegesen bővíthetők.

A hagyományos zaj doziméterek olyan egyszerű zajmérők, amelyek kizárólag csak egyenértékű A-hangnyomásszint meghatározására alkalmasak. Lényeges tulajdonságuk a kis méret és tömeg, így a vizsgált személy munkavégzése során egy teljes műszak alatt bekapcsolt állapotban magánál tudja tartani. A zaj doziméter előnye, hogy a vizsgált dolgozó valóságos, személyre szabott zajterhelését lehet vele meghatározni. A zaj doziméter használata olyan munkavállalók részére indokolt, akik munkavégzésük során komoly zajártalomnak vannak kitéve, és emiatt maradandó halláskárosodás kialakulása fenyegeti őket. A mai, modern doziméterek nagy teljesítményű, kis méretű adatgyűjtők, amelyek külön kiolvasó és értékelő egységgel rendelkeznek. Segítségükkel nem csak a munkahelyi zaj meghatározásához szükséges alapvető adatok (egyenértékű A- és C-hangnyomásszintek, ill. csúcs időállandóval mért legnagyobb C-hangnyomásszint) határozható meg, hanem például azok statisztikai elemzése is elvégezhető.

A zajmérések során figyelembe veendő a következő gyakorlati szempontok: Szabadtéri méréseknél az atmoszférikus szél a zajmérést kétféle módon is zavarja. Egyfelől az áramlás hatására a mikrofon körül egyenetlen áramlás jön létre, amely nyomásingadozását a

mikrofon hangnak érzékeli, annak ellenére, hogy az a távotérbe nem sugárzódik ki, tehát valójában nem az. Az ilyen látszólagos (un. pseudo) hangok ellen 4-6 m/s légsebességig szélvédő szivacsgömb alkalmazása hatásos. A másik hatás nagy távolságú terjedés esetén (párszor száz méter, vagy nagyobb) a hangsugarak atmoszférikus szél és inhomogén hőmérsékleti rétegződés hatására bekövetkező divergálódása és fókuszálódása során kialakuló hangnyomásszint ingadozás. Esőben nem lehet zajt mérni, mért a víz tönkreteszi a mikrofont, ill. a vízcseppek becsapódásának zaja jelentősen megnövelik a háttérzaj értékét. A zajmérő rendszert a mérési sorozat megkezdése előtt és befejezése után kalibráló berendezéssel ellenőrizni kell. A kalibráló berendezés lényege egy olyan zajforrás, amely egy meghatározott szűk térben a hozzácsatlakoztatott mikrofontól függetlenül és nagy pontossággal megadott frekvenciájú (piezo hangforrás esetén általában 1 kHz) és hangnyomásszintű (általában 94 dB vagy 114 dB) hangot hoz létre. A kalibrálás során a zajmérő által kijelzett értéket hasonlítjuk össze a kalibráló megadott jellemzőjével. Korábban dugattyús (pistonfon), manapság inkább piezo hangforrást tartalmazó kalibrálók használatosak.

1.9 Zajcsökkentés (Koscsó Gábor)

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem, Budapest

1.9.1 Bevezetés

1.9.1.1 Zaj fogalma

Környezetvédelmi szempontból az élő szervezeteket, kifejezetten az emberi környezetet zavaró hangot zajnak nevezzük. Ez a meghatározás elsősorban a környezetvédelemhez kapcsolódik, hiszen a zaj meghatározása egészen más értelmet nyer például az elektromos mérés technikában vagy akár egy hangversenyteremben.

1.9.1.2 Környezeti zajterhelés jellegzetességei

Annak ellenére, hogy a környezetét zavaró hangkibocsátást más környezetkárosító hatásokkal összehasonlítva számos eltérést találunk, a zaj hasonló környezetszennyezési forma, mint például a levegő füstgázzal vagy porral, a víz olajjal vagy talaj mérgező vegyi anyaggal történő szennyezése.

Hatósugarát tekintve a zaj többnyire lokális probléma. A gyakorlatban előforduló szokásos nagy hangteljesítményű zajforrások (vasúti szerelvény elhaladása, gázmotoros áramfejlesztő aggregátor) esetén is a kialakuló zajterhelés hatásterülete szabad térben néhány km-es sugarú körön belül húzódik, ill. határolt térben többnyire néhány szomszédos helyiségre, esetleg egy épülettömbre korlátozódik.

A zaj tipikus civilizációs probléma, amely az élettér összeszűkülésének, a városi életforma elterjedésének, ill. a nagy számban alkalmazott műszaki technológiák és berendezések elterjedésének együttes következménye. A zaj elleni védekezés egyik leghatékonyabb módja a zajforrás és a zajtól védendő tér között megfelelő védőtávolság megtartása. Erre városi környezetben sok esetben nincs megfelelő lehetőség. Az eltérő tevékenységet (alvás, szórakozás, munka) végző emberek közötti távolság sokszor csak egy épület válaszfal, de családi házas környezetben is párszor 10 m távolság. A különböző zajos műszaki berendezések és technológiák életünket számos területen megkönnyítik meg, gondoljunk például arra, hogy egy motoros láncfűrész hány embert mentesít nehéz fizikai munkavégzés alól, vagy egy utasszállító repülőgép milyen mértékben könnyíti meg az utazást távoli helyekre. A fejlett technológia, ill. műszaki berendezés által végrehajtott hasznos, elsődleges tevékenység mellett nem akaratlagos mellékhatások, például zajkibocsátás is keletkezik. A zajszennyezés feltételezhetően a környezetkárosítás egyik legősibb formája. Ezt, ill. a civilizáció fejlődésével való szoros kapcsolatát támasztják alá azok az ókori babiloni ékírások feljegyzések, amelyek szerint a városi környezetben elkövetett csendháborításért már azokban az időkben is komoly büntetést róttak ki az elkövetőre.

A zaj meglehetősen tág kategória, így annak ellenére, hogy akaratlagos tevékenység, és sokakat szórakoztat, a Hajógyári szigeten rendezett popkoncertet a műfaj iránt kevésbé rajongó környező lakosság zajnak fogja minősíteni. Ez a példa is mutatja, hogy egy zaj

megítélését konkrét fizikai tényezők mellett a megfigyelő személytől függő szempontok is befolyásolják.

Fontos jellemzője a szokásos esetben kialakuló zajterhelésnek, hogy hatására az élettelen környezetben általában ritkán alakul ki maradandó, utólag is kimutatható elváltozás. Ezzel szemben például a környezeti rezgésterhelés károkat okozhat épületekben, vagy súlyos talajszennyezés esetén évtizedekig számolhatunk a következményekkel.

1.9.1.2.1 Zajvédelem feladata

A zajvédelem feladata az élő környezetet, kiemelten az embert zavaró hanghatások megszüntetése, vagy ha ez nem lehetséges, a zajterhelés elfogadható szintre csökkentése. Ez alapvetően egészségügyi és műszaki kérdéseket vet fel.

A zajvédelem egészségügyi problémakörébe tartozik a zaj emberi szervezetre kifejtett hatásának feltárása. Olyan mennyiségek meghatározása, amellyel a zaj emberi szervezetre kifejtett károsító hatásának nagysága kifejezhető, ill. ezekre vonatkozó határértékek megállapítása az emberi egészség megóvása érdekében.

Műszaki feladat olyan technológiai- és termékfejlesztések elvégzése, ill. beépítési tervek elkészítése, amelyekkel a határérték feletti zajterhelések elkerülhetőek. De műszaki kérdés a zajvédelemben a konkrét esetre vonatkozó zajterhelési értékek mérése, és amennyiben szükséges, a zajterhelést csökkentő beavatkozások tervezése, létesítése és működtetése.

Ennek a jegyzetnek a zajcsökkentés fejezete a csendes berendezések és technológiák tervezéséhez és a zajos berendezése és technológiák környezetüket nem zavaró, halk működtetéséhez foglal össze alapismereteket.

1.9.2 Zajcsökkentés módszertani elveinek áttekintése

A környezeti zajterhelési problémák három része, a zajforrások hangkibocsátása, a zajterjedés, ill. a védett térben elhelyezkedő személyek zajexpozíciója. Az esetek nagy részében térben is jól elkülönítve megtalálható részek csoportosítási elvet adnak a zajcsökkentéshez. Így egy adott zajterhelési problémát megoldhatunk a zajforrások hangkibocsátásának csökkentésével, vagy a zajforrás és a védett tér között kialakuló hangterjedés megakadályozásával, továbbá a védett térben elhelyezkedő személyek egyéni védelmével. Általános környezetvédelmi alapelvként megfogalmazható, hogy a környezeti zajterhelés csökkentésének leghatásosabb módja a zajforrás által kibocsátott hangteljesítményszint csökkentésére irányul. Erre példa a propulziós ventilátor fokozattal felszerelt utasszállító repülőgép hajtóművek elterjedése.

A gyakorlatban vannak olyan esetek, amikor a hangteljesítményszint csökkentésére a zajforrás alaptevékenységének kedvezőtlen befolyásolása nélkül nem nyílik lehetőség, vagy a zajkibocsátás csökkentése műszakilag nehezen megvalósítható, esetleg nagyon költséges. Ekkor a zajterhelés csökkentése a zajterjedés megakadályozásával oldható meg. A közutakon

haladó minden egyes gépjármű megfelelően alacsony zajkibocsátása nehezen garantálható. Ezért az utak közelében elhelyezkedő lakó-, pihenőövezeteket érő zajterhelést a zajterjedés megakadályozásával, zajárnyékoló falak felépítésével biztosítjuk.

Ha sem a zajforrás által kibocsátott hangteljesítményszint csökkentésére, sem a zajterjedés megakadályozására nem nyílik lehetőség, akkor a zajterhelés mérséklése a védett térben elhelyezkedő személyek egyéni védelmével valósítható meg. Ilyen esettel találkozunk például egy hőerőmű turbinacsarnokában, ahol a gépek közvetlen közelében folyamatos kezelői jelenlétre nincs szükség, így a hangteljesítményszint kibocsátás csökkentése és a zajterjedés megakadályozása indokolatlan. A rövid ideig tartó ellenőrző bejárás során a megfelelő zajvédelem a kezelő személyek egyéni védelmével, például hallásvédő tok viselésével oldható meg.

A következő rész az előzőekben bemutatott hármas tagolásnak megfelelő összefoglaló áttekintést ad a gyakorlati esetekben alkalmazható zajvédelmi módszerekről.

1.9.2.1 Zajforrás által kibocsátott hangteljesítményszint csökkentése

1.9.2.1.1 Általános alapelvek

A zaj az esetek többségében valamilyen szükséges alaptevékenység nem akaratlagos mellékterméke. Ezért zajcsökkentési feladat megoldásának első lépésében azt kell megvizsgálni, hogy szükséges-e az alaptevékenység, ill. nyílik-e lehetőség a teljesítményének csökkentésére. A zajforrás hangteljesítményszintje csökkenthető a zajt okozó hangkeltési mechanizmus megváltoztatásával, ill. az alaptevékenység mechanikai teljesítményének csökkentésével. Például kis méretű teher szállításához zajvédelmi szempontból sem célszerű szükségtelenül nagy gépjárművet használni, vagy a kicsorbult ütvefúró betétet élesre kicserélve sokkal rövidebb ideig tart a zajos fúrás művelet, de hatékonyan csökkenti a zajt egy légtechnikai rendszer esetében, ha a ventilátor fojtásos szabályozását elektronikus fordulatszám szabályozással váltjuk ki.

A pillanatnyi zajterhelés csökkenthető az egy időben működő zajforrások számának csökkentésével, a gépek üzemidejének beosztásával. A szintek összegzési szabályának megfelelően a módszer segítségével a zajterhelés csak mérsékelten csökken (két egyforma zajforrás közül, ha az egyiket kikapcsoljuk, az eredő zajcsökkenés 3 dB, míg ha 10 egyenlő erősségű zajforrás közül kapcsolunk ki egyet, a csökkenés már csak közelítőleg 0,5 dB, amely az érzékelhetőség és a mérhetőség határát súrolja). A párhuzamosan működő gépek üzemidejének eltolásával viszont a zajkibocsátás időtartamának növekedésével kell számolnunk.

Zajcsökkentési szempontból kiemelt fontosságú a zajkeltés fizikai jellegétől függetlenül a zajforrás rezonáns viselkedésének elkerülése. Rezonancia akkor alakul ki, ha egy rezgőrendszert a sajátfrekvenciájával megegyező frekvencián gerjesztünk. A rezonancia a periodikus gerjesztés kiiktatásával, vagy ha erre nincs mód, a rendszer elhangolásával szüntethető meg.

1.9.2.1.2 Hangteljesítményszint csökkentés a mechanikai zajforrásoknál

A rezgések okának megszüntetése, például forgórész kiegyensúlyozásával.

Ütések, ütközések elkerülése, impulzusos erőhatások csökkentése sima felületeken egyenletes gördülés fenntartásával, például villamossín felületének köszörülésével és kerék felszabályozásával.

Ütések, ütközések elkerülése, impulzusos erőhatások csökkentése energia elnyelők alkalmazásával, például rugós záródású bútorajtók gumi ütközésvédőjével.

Az egybefüggő, nagy méretű felületek rezgésszigetelése a szerkezeti rezgés forrásától, például háztartási hűtőgép kompresszor rezgésszigetelt rögzítése a hűtőszekrényben.

Az egybefüggő, nagy méretű felületek helyett akusztikailag kevésbé jól sugárzó, perforált felületek alkalmazása, például szíjhajtás védőburkolatának elkészítésénél megfelelően erős, sűrű szövésű drótháló, vagy perforált lemez alkalmazása.

Periodikus gerjesztés esetén a gerjesztési frekvencia és a szerkezet sajátfrekvenciáinak elhangolásával a mechanikai rezonancia elkerülése. Például kézi köszörű esetében üzemi fordulatszámra a kiegyensúlyozatlanságából adódó gerjesztés frekvenciáját rendszerint magasabbra választjuk, mint a tengelyből és köszörűkövekből álló forgórész hajlító rezgési módjának alapfrekvenciája.

1.9.2.1.3 Hangteljesítményszint csökkentés áramlási eredetű zajforrásoknál

A kibocsátott hangteljesítmény monopólus hangsugárzónál a jellemző sebesség 4., dipólusnál a 6., kvadrupólusnál a 8. hatványával arányos. Ezért minden áramlási eredetű zajforrás csendesítésének alapvető módja a zajkeltési mechanizmussal kapcsolatba hozható jellemző áramlási sebesség csökkentése. Ilyen például a hálószobában éjszaka is nesztelenül működő, kis fordulatszámú és kerületi sebességű csillárventilátor.

A tér minden irányában ugyanolyan sebességgel, időben változó térfogatáramot szállító forrást akusztikai monopólusnak nevezzük („lélegző gömb”). Monopólus zajforrás például a belsőégésű motorok kipufogás zaja, vagy a puskalövés. A monopólus zaj csökkentéséhez az időben hirtelen változó térfogatáram be- és elvezetés-kialakulását kell megakadályozni, vagy egyenletesebbé tenni, mint például a lőfegyver hangtompítóknál.

Két, szorosan egymás mellé helyezett, egyforma, de ellentett fázisban működő monopólus dipólust hoz létre. Az ellenkező előjel miatt az egyik monopólus által kibocsátott térfogatáramot a másik elnyeli, így a távotérben térfogati zavarás nem alakul ki. Periodikus működés esetén az egyes monopólusok váltakozva forrásként, ill. nyelőként működnek, így körülöttük a folyadékreszecskek periodikusan ide-oda mozognak. Az ingadozó sebességtérben a folyadékreszecskekre időben változó erő hat. Az áramtér minden olyan

részen, ahol a folyadékrészecskékre időben ingadozó erő hat, dipólus zajkeltés alakul ki. Például a távíróvezeték szélben kialakuló sivító hangja dipólus zajforrás. A zajcsökkentés érdekében a szilárd testek felülete mentén időben állandó, instabilitásoktól mentes egyenletes áramlást kell kialakítani. A ventilátorok munkapontját a névleges üzemi pontnál kell beállítani, mert ettől eltérve nagyobb fojtás esetén a járókerék lapátokon keletkező instabil határréteg leválás jelentős többlet zajkibocsátást eredményez.

Egy tengely mentén felfűzött, ellentett irányú dipólus longitudinális kvadrupólust, ill. két párhuzamosan elhelyezett ellentett dipólus laterális kvadrupólust létesít. Az azonos számú, de ellentett előjelű monopólusok miatt a távotérben térfogati zavarás nem alakul ki. Hasonlóan, az ellentett dipólusok miatt az erőhatás is kiegyenlítődik. Az időben ingadozó, ellentett erőpárok jelenléte miatt azonban a folyadéktérben a nyomó- és nyírófeszültségek időben ingadoznak. Ennek megfelelően az áramlási jelenség során keletkező nyomó- és nyírófeszültség ingadozás kvadrupólus zajkeltéssel társítható. Ilyen zajt okoz például a prés lég-tartály lefúvatásánál kialakuló szabadsugár. A zaj csökkentéséhez az áramlásban időben ingadozó sebességi nyíróréteg szerkezetek, instabil keveredési zónák kialakulását kell elkerülni. Kvadrupólus zajcsökkentésre példa az utasszállító repülőgépeknél a nagy sebességű közvetlen gázturbina tolósugár leváltása a kisebb sebességű, nagyobb keresztmetszetű propulziós ventilátor légsugárra.

1.9.2.1.4 Hangteljesítményszint csökkentés termikus eredetű zajforrásoknál

Időben egyenletes hőfelszabadulással járó áramlástan és hőtani feltételek biztosítása. Instabil lamináris láng és turbulens láng helyett stabil lamináris láng alkalmazása. Egyenletes éghetőanyag és levegő hozzávezetés, ill. megfelelő keveredést biztosító égő biztosítása. Ilyen például konyhai gáztűzhely vagy háztartási vízmelegítő kékes-lilás színű, nesztelen lángja.

1.9.2.2 Zajcsökkentés a hang terjedésének megakadályozásával

1.9.2.2.1 Hangterjedés megakadályozása szabad térben

A zajforrás és a védett tér között a megfelelő távolság megválasztása.

Térben változó intenzitással sugárzó zajforrások esetén a zajforrás védett tér szempontjából kedvező sugárzási irányának kiválasztása. Például lakott terület mellett elhaladó repülőgép légifolyosó vonalvezetésének kijelölésénél.

A zajforrás és a védett tér közötti részre fokozott hangterjedési veszteséget okozó növényzet telepítése. A telepítés lombhullató fákkal is megoldható, mert télen a szabadtéri tartózkodás korlátozottabb és az épületek csukott nyílászárói miatt a helyiségekben a kívülről érkező zaj kevésbé feltűnő.

Zajárnyékoló hatás létrehozása mesterséges fallal, talajfelszín átrendezéssel vagy zajvédelmi szempontból kevésbé igényes objektum (raktár, garázs) felépítésével. Például lakott

területen áthaladó autópályák mesterséges völgyön keresztül vagy földtöltések között történő átvezetése, vagy gyártelep és a vele szomszédos lakótelep közé zajárnyékoló fal építése.

A zajforrást minden irányból körbefoglaló zajvédő tok felépítése. Például az utak építésénél használt mobil légkompresszor zajvédő tok kialakítása.

1.9.2.2.2 Hangterjedés megakadályozása falakkal határolt térben belső zajforrás esetén

Zajvédő tok építése a zajforrás köré, ez a módszer szabad és határolt terekben egyaránt hatásos. Például egy fűtőműbe telepített gázmotoros áramfejlesztő aggregátor zajvédő tok kialakítása.

A zajforrást tartalmazó tér elkülönítése a védett tértől elválasztó fallal.

A zajforrás közvetlen sugárzási terének dominanciája esetén a forrástól mért távolság növelése, vagy a zajforrás és a védett tér közé hangelnyelő felületű zajárnyékoló paraván elhelyezése.

A zajforrás visszavert hangterének dominanciája esetén a helyiség teremállandójának növelése.

1.9.2.2.3 Hangterjedés megakadályozása falakkal határolt térben külső hangforrás esetén

A védett helyiséget és a zajforrást tartalmazó helyiséget elválasztó fal hanggátlásának növelése.

Az adó és a vevő (védett) helyiségek belső felületének és hangelnyelési tényezőinek növelése.

1.9.2.2.4 Hangterjedés megakadályozása csatornában

Elsősorban légtechnikai rendszerekben a zajforrás és a védett tér közötti csatornaszakasz hosszának növelése. Megfelelően kis sebességnél az áramlás által a csatornában keltett zaj elhanyagolhatóan kicsi. A légtechnikai rendszerekben a csövek, csatornák fala vékony, így a hanggátlásuk főleg alacsony frekvencia tartományban kicsi. Emiatt a zaj egy része a csatorna oldalán irányban lesugárzódik, és ez a csőtengely irányú terjedés számára veszteség. Természetesen ilyen esetben fontos, hogy a csatorna zajvédelmi szempontból érdektelen területen haladjon keresztül. Amennyiben a csatornában nagy az áramlási sebesség (levegő esetén $v \geq 10-20$ m/s), és a csatorna falának nagy a hanggátlása, úgy a csatorna önálló zajforrássá válhat, a fali átvezetéssel kialakuló veszteség pedig elhanyagolhatóan kis értékre csökken. Ilyen esetben a cső kilépő keresztmetszeténél hangteljesítményszint csökkenés helyett növekedéssel számolhatunk.

Különböző keresztmetszet-változást, iránytörést, egyéb a hangterjedés számára akadályt jelentő csatornaelemek (pl. könyök, hőcserélő, szűrő) beiktatása a zajforrás és a védett tér közötti szakaszra. Ebben az esetben is fontos, hogy az áramlási sebesség a csatornaelemen kicsi maradjon. Ellenkező eseten a hangterjedés akadályozása helyett a csatornaelem saját maga is zajforrássá válhat.

Gyűrűs és kulisszás kialakítású, hangelnyeléses (abszorberes) csatorna hangtompító beiktatása a zajforrás és a védett tér közé. Hangelnyeléses hangtompítókat használunk például az épületgépészetben légtechnikai berendezések csatornán keresztül terjedő zajának csökkentésére.

Reaktív hangtompítókat elsősorban tiszta hangú zajforrások csatornában terjedő zajának csökkentésére alkalmazunk. Jellegzetes alkalmazási területük a belsőégésű motorok kipufogási zajának csökkentése.

A zajterjedés megakadályozásának ígéretesen fejlődő, általános eszköze az aktív zajcsökkentés. Működési elve, hogy a csökkenteni kívánt zajt megfelelő érzékelő segítségével megmérjük, majd a csendesítendő pontban ugyanolyan, de ellentett fázisú mesterséges hangot sugárzunk vissza. A kialakuló kioltási interferencia a besugárzási pont és környezetének elcsendesedését eredményezi. Az egyszerű és világos fizikai elvet a gyakorlatban nagyon nehéz megvalósítani. Eredményes kísérletekről számol be a szakirodalom szabad térben elhelyezett, tiszta hangú, stacioner zajforrások esetén. A hangvisszaverő falakkal határolt térben működő, széles sávban sugárzó, időben változó zajforrások csendesítése aktív zajcsökkentéssel még számos technikai nehézséggel küszködik. A módszer számos előnye között meg kell említeni, hogy alkalmazása nem jár jelentős tömeg és térfogat növekedéssel, amely például a járműiparban (személygépkocsik, repülőgépek utasterénél) hasznos.

1.9.2.3 Egyéni zajvédelem

Füldugó vagy fülvédőtok használatával. Olyan zajos munkahelyeken, ahol munkavédelmi sisak használat kötelező, sisakkal egybeépített fülvédőtok használata célszerű.

A munkaköri feladatait zajos és csendes környezetben teljesítő dolgozó munkaidejét megfelelő munkaszervezéssel úgy kell beosztani, hogy a dolgozót egy műszak során ért zajexpozíció ne haladja meg az előírt határértéket. A zajexpozíciót az egyenértékű A-hangnyomásszinttel (idővel súlyozott átlagos A-hangnyomásszinttel) határozzuk meg. A munkavállalót érő zajexpozíció meghatározásának körülményeit és követelményeit rendelet foglalja össze.

A dolgozó védhető a zajos környezettől megfelelő hanggátlású falszerkezettel elválasztott kezelőfülke, vezénylő helyiség, ill. pihenőhelyiség kialakításával.

1.9.3 Zajforrások által kibocsátott zaj csökkentésének módszerei

Az egyes zajforrások tervezői munkára alkalmas, részletes matematikai modelljének megalkotása összetett feladat. Analitikus megoldás (differenciálegyenletek megoldása a vonatkozó kezdeti- és peremfeltételek esetén kézi módszerrel, zárt alakban vagy közelítőleg) csak korlátozott számú, egyszerű feladatoknál ismert. Sok esetre kiterjedő, hatékony megoldást a hangtani jelenségek megoldására fejlesztett numerikus módszerek jelentik. A megoldandó egyenletek jellege, ill. a nagy tér- és időbeli felbontás miatt keletkező nagy számítási kapacitás-igény kezelése még számos részletében megoldásra vár. Az ismert analitikus és numerikus módszerek bemutatása a jelen jegyzet hatáskörén messze túlmutat. Ezért e pontban alapvetően a gyakorlat szempontjából fontos zajforrások (teljességre törekvés nélkül) esetén a zajkeltés fizikai mechanizmusának ismertetésére és a csendes berendezés kialakításának szempontjaira szorítkozunk. Az ismertetett módszerek elsődlegesen gépek és berendezések tervezésénél adnak szempontokat csendes működésű berendezések építéséhez. Elkészült berendezés esetén, amelyről utólag kiderült, hogy túl zajos, sok esetben már nem nyílik a lehetőség a zajkibocsátás csökkentésére. Ekkor a környezeti zajterhelés csökkentésére a terjedés megakadályozása, és az egyéni védelem nyújt lehetőséget. A zajterjedés megakadályozására vonatkozó legfontosabb módszereket a 1.9.4 foglalja össze.

1.9.3.1 Gépelemek, gépészeti berendezések zaja

1.9.3.1.1 Gördülőcsapágyak zaja

A gördülőcsapágyak általános megítélés szerint halk járású berendezések. Ha működésük zajossá válik, az egyértelműen meghibásodásra utal. A gördülőcsapágyak hangkeltését az alakhibás gördülőfelületeken történő áthaladáskor kialakuló impulzusos erőhatások (apró ütközések) által gerjesztett szerkezeti rezgések hozzák létre. Kevés számú hiba esetén a gerjesztés frekvenciája a gördülőcsapágy kinematikai jellemzőiből meghatározható. A hibás csapágyrész által létrehozott gerjesztés frekvencia az alkatrész másodpercenkénti fordulatszámának és az alkatrész által egy körülfordulás alatt időben egymástól függetlenül létrehozott apró ütközések (zavarások) számának szorzata adja. Így például a gördülőelem által létrehozott gerjesztés frekvenciája (f_g) hibátlan belső és külső gyűrű, ill. hibás görgő esetén a gördülőelem fordulatszámának (n_g) a gördülőelem által egy teljes körülfordulás során keltett független zavarások számának (z_g) szorzatával egyenlő.

168. képlet. $f_g = n_g z_g$.

Tételezzük fel, hogy a külső gyűrű áll, míg a belső gyűrű fordulatszáma: n_b . Tiszta gördülés esetén a gördülőelem külső kerületi sebessége és a kosarsebesség megegyezik egymással, ill. sebességük a belső gyűrű kerületi sebességének a felével egyenlő. Ennek alapján a gördülőelem fordulatszáma (n_g):

169. képlet. $n_g = \frac{n_b r_b}{2r_g}$,

ahol: r_b a belső gyűrű, ill. r_g a gördülőelem sugara. A gördülőelem egy teljes körülfordulása során keletkező független zavarások száma, z_g ismeretében a görgőfrekvencia, f_g :

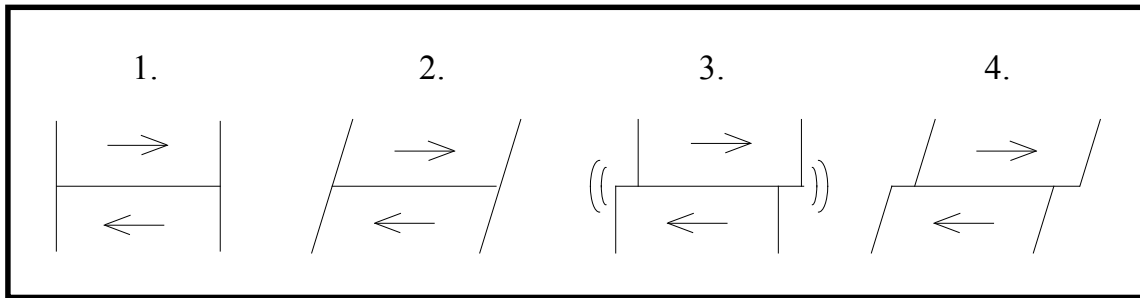
170. képlet.
$$f_g = \frac{n_b r_b}{2r_g} z_g .$$

A gördülőcsapágyak csendes üzeme a hibátlan felületeken kialakuló tökéletes gördüléssel biztosítható. A csapágy sérülése megfelelő méretezéssel és csapágyhézag beállítással, a pillanatnyi túlterhelések elkerülésével, megfelelő kenés és pormentes működési körülmények fenntartásával biztosítható.

1.9.3.1.2 Siklócsapágyak zaja

Hasonlóan a gördülőcsapágyakhoz, a normális üzemi körülmények között működő siklócsapágy zajkibocsátása nagyon kicsi. Megfelelő viszkozitású kenőanyag, ill. a csap és a persely kerületi sebesség különbség (folyadék nyíródás) esetén a csapágyban a csap és a persely felületét teherhordó kenő folyadék réteg (általában olaj) választja el egymástól. A kenőfolyadék nagy viszkozitása és a csap és persely közötti hézag kicsi mérete miatt a kialakuló áramlás réteges szerkezetű, lamináris. Általában kijelenthető, hogy a lamináris jellegű áramlások zajkibocsátása nem jelentős, és ez igaz a siklócsapágyakra is. Kifejezett előny siklócsapágy alkalmazása esetén, hogy a folyadékfilm megakadályozza az egymáshoz képest elmozduló felületek közvetlen érintkezését, ezért az a tengely és csapágy alátámasztás között rezgésszigetelő feladatot is ellát.

Megfordul a helyzet, ha kenőanyag vagy megfelelő sebességkülönbség hiányában az elmozduló felületek között teljes vagy részleges száraz súrlódási állapot alakul ki. Rugalmas anyagból készült siklócsapágy esetén ekkor sajátos rugalmas csúszási-tapadási (vagy akadozó csúszás) állapot alakul ki. Ennek során az egymáshoz nyomódó felületek a nyíróerők hatására először rugalmasan deformálódnak (96 1. és 2. részek). Majd a nyugalmi súrlódás nagyságát elérő előfeszítés pillanatában a kötés felszakad és az előfeszített elemek a kisebb mozgási súrlódás jelenlétében közelítőleg az eredeti deformálatlan állapotukba térnek vissza, miközben az impulzusos erőhatásra rezgés keletkezik, amely hangot sugároz le (96 3. rész). A nyíróerő lecsökkenését követően a tapadás ismét helyreáll, és így újra kezdődik az előfeszítési folyamat (96 4. rész). A mozgás folyamatos fenntartásával folyamatos gerjesztés éri a csap és persely közvetlenül érintkező felületeit, amelyek ennek hatására a gerjesztésnek megfelelő módusukon megszólalnak. Hasonló módon keltenek hangot a vonós hangszerek, a fékező vasúti szerelvény, a „blokkolva” fékező gumikerék, a borospohár peremén végighúzott ujj, ill. az üvegharmonika is.



96. ábra A rugalmas csúszás-tapadás során kialakuló mozgás lépései

A csendes siklócsapágyhoz elengedhetetlen a megfelelő teherhordó folyadékfilm jelenléte (nagy viszkozitású kenőanyag és megfelelő kerületi sebesség különbség az elmozduló felületek között), ill. jó siklási tulajdonságú csap és persely anyag párok (jó párosítás például az acél és bronz, elfogadható az acél és acél, rossz az alumínium és acél) választása. Ha a csapágy kiválasztásánál a tervező szabad kezet kap, akkor zaj és rezgés szempontjából a siklócsapágy alkalmazása előnyösebb.

1.9.3.1.3 Fogaskerékajtások zaja

A fogaskerékajtások zaját az össze- és szétkapcsolódó, és így az erő átvezetésbe belépő, és onnan kilépő fogakon kialakuló időben ingadozó erőhatások által gerjesztett rezgések hozzák létre. Az erőátvezetésben résztvevő fogakra ható erő változása időben két szakaszra bontható. Az erőátvitelbe újonnan bekapcsolódó fog hirtelen terhelés-növekedése az összekapcsolódási impulzus. A terhelési impulzus az összekapcsolódó fogak terhelésváltozására alakul ki, amely a kapcsolószám változására, és az összekapcsolódó fogak kapcsolódási pontjának mozgása miatt létrejövő erő támadási pont vándorlásra vezethető vissza. A fogaskerék gördülőfelületén a gyártási és egyéb, működés során keletkezett hiba miatti erő ingadozást hiba impulzusnak nevezzük. Állandó fordulatszám esetén a fogat érő impulzusos erőhatás szabályos időközönként jön létre. A kis és nagy fogaskerék által keltett zaj alaphérfrekvenciái, f_k és f_n :

$$171. \text{ képlet. } f_k = n_k z_k = f_n = n_n z_n,$$

ahol: n_k és n_n a kis- és a nagykerék fordulatszáma, ill. z_k és z_n a kis- és a nagykerék fogszáma.

Általános szempont csendes járású fogaskerék-pár készítéséhez a fogaskerék-fogak merevségének növelése. A merev fogat kis fogmagasság és nagy fogtő- és fogaskerék-szélesség jellemzi. Nagy kapcsolószám alkalmazása esetén az erőátvezetésben résztvevő fogak száma nagy. Ebben az esetben az egy fogra jutó terhelés csökkenése miatt a belépő és kilépő fogakon kialakuló erő ingadozása is kisebb lesz, ami csendesebb járást eredményez. A kapcsolószám növekedését, és így a csendesebb járást ferde fogazás alkalmazásával is elérhetjük. Fogaskerékajtások halk működéséhez elengedhetetlenül szükséges feltétel a megfelelő kenés. Ezt segíti elő a foglenyesés is, amelynek során a fog külső felületéről néhány század mm vastagságú anyagot köszörülünk le. Ezzel ugyan elromlik az ideális gördülő felület, de megfelelő hely jön létre a kenőfilm kialakulásához.

1.9.3.1.4 Hajtóművek zaja

A hajtóművek zaját a csapágyak és fogaskerék párok által létrehozott és a hajtómű házára áttevődő rezgések okozzák. Az előzőeknek megfelelően a kialakuló zaj döntő többségéért az erősebb gerjesztő forrás, a fogaskerekek felelősek.

A hajtóművek zajának csökkentéséhez a csapágyak és fogaskerekek zaját kell lecsökkenteni. Fontos figyelembe venni, hogy a fogaskerék-pár működése megadott frekvencián hoz létre gerjesztést, amely ha a fogaskerék-test, tengely vagy hajtómű-ház saját frekvenciájával megegyezik, rezonancia alakulhat ki. Ezért a csendes hajtómű tervezéséhez elengedhetetlenül szükséges a gerjesztés és a környező szerkezeti elemek sajátfrekvenciájának megfelelő elhangolása. Lehetséges zajcsökkentési módszerként a szakirodalom említést tesz a hajtóművön belüli testhang terjedési utak szigeteléséről, például a fogaskoszorú és a fogaskerékagy rugalmas szétválasztásával, ezek gyakorlati elterjedése azonban elsősorban élettartam problémák miatt korlátozott. Zajkibocsátás szempontjából a nagyobb belső csillapítású öntöttvasból készült hajtóműház kedvezőbb, mint a hegesztett lemez konstrukció. Hatásos zajcsökkentési módszer a hajtóműház rezgő felületeinek bevonása rezgéscsillapító anyaggal, ill. a hajtómű rezgésszigetelése a környezetétől. Ez utóbbi eljárás azonban már a hang (testhang) terjedésének megakadályozásával történő zajcsökkentési módszerek közé tartozik.

1.9.3.1.5 Lánchajtások zaja

A lánchajtások zaja a lánc feszes ágán az erőátvezetésbe be- és kilépő láncszemen és lánckerék-fogon kialakuló időben ingadozó erőhatásra, ill. az így gerjesztett rezgés által lesugárzott hangra vezethető vissza. A lánchajtás zajkeltésének fizikai módja csak részletekben tér el a fogaskerék-hajtásétól. Az időben ingadozó erőhatás a terhelési és hiba impulzusok mellett, kinematikai (fogaskerék-hajtásoknál összekapcsolódási) impulzus részekre bontható. A kinematikai impulzus kialakulásának oka az, hogy a véges láncszem méret miatt a lánckerék poligon alakú. A lánckerék véges osztású, szabályos sokszög alakja azt eredményezi, hogy a láncszem görgő és a lánckerékfog érintkező pontjai az összekapcsolódás pillanatában azonos nagyságú, de kis mértékben eltérő irányú sebességekkel rendelkeznek, így ütközés alakul ki.

Csendes lánchajtás tervezéséhez alapvető szempont a merev lánckerék és lánc konstrukció, ill. a nagy lánckerék fogszám. A megfelelő kenés és láncceszítés szintén a halk járást szolgálja. A lánchajtás köré épített burkolat megfelelő rezgésszigetelt rögzítés esetén nem csak kedvezőbb pormentes üzemet, hanem kisebb zajkibocsátást is eredményez. Ha azonban a nem megfelelő szigetelés miatt a rezgés átterjed a burkolatra, annak kedvezőbb lesugárzási tulajdonságai miatt akár a kibocsátott zaj növekedése is kialakulhat.

1.9.3.1.6 Szíjhajtások zaja

A szíjhajtások zajkeltése alapvetően az erőátvezető szíj elem transzverzális (a rezgés során a kitérés iránya a szíjtárcsák síkjában, az erőátvezető elemre merőleges) és longitudinális (a

rezgés során a kitérés iránya az erőátvezető elemel párhuzamos) rezgéseire vezethetőek vissza. A szíjtárcsák excentricitása forgás közben az erőátvezető elem megnyúlását és összehúzódást eredményezi. Az erőátvezető szíj periodikus nyúlása és összehúzódása periodikus keresztirányú mozgást is gerjeszt. A kis- és nagykerék gerjesztési frekvenciája rendre a kerekek másodpercenkénti fordulatszámával egyezik meg. A keltett zaj szempontjából a transzverzális rezgések akkor válnak jelentőssé, ha a gerjesztés frekvenciája megegyezik a rugalmas szíj transzverzális sajátfrekvenciájával és rezonancia alakul ki. Az ilyenkor kialakuló nagy amplitúdójú transzverzális rezgések jellegzetes csattogó hangja a szíjtárcsa és a szíj összeverődésekor az összekapcsolódási pont környezetéből hirtelen ki- és visszaáramló levegő miatt jön létre. Nem megfelelő előfeszítés esetén a szíj megcsúszhat a szíjtárcsán. Az ekkor kialakuló jellegzetes sivító hangot ugyanaz a rugalmas csúszási-tapadási állapot hozza létre, mint a nem megfelelő kenésű siklócsapágyak zaját.

A zajcsökkentéshez elengedhetetlenül szükséges feltétel a szíjtárcsák excentricitásának minimális értékre csökkentése, és az erőátvezető szíj laza és feszes ágában kialakuló sajátfrekvenciák és a gerjesztési frekvenciák szétválasztása, ill. a megfelelő szíjfeszesség beállítása, vagy feszítőgörgő alkalmazása.

1.9.3.2 Villamos berendezések zaja

1.9.3.2.1 Transzformátorok zaja

A transzformátorok zajkibocsátását alapvetően a transzformátor vasmagjában fellépő magnetostrikciós jelenség miatt a vasmagban kialakuló szerkezeti rezgések okozzák. Magnetostrikciós jelenség alatt a ferromágneses anyagok változó mágneses térben kialakuló alak- és térfogat változását értjük. A legegyszerűbb, lineáris magnetostrikciós alakváltozás esetén a relatív nyúlás a mágneses indukció, B függvényében:

$$172. \text{ képlet. } \frac{\Delta l}{l} = \varepsilon \cdot B^2,$$

ahol: Δl a nyugalmi helyzetében l hosszúságú ferromágneses anyag megnyúlása, ε a ferromágneses anyag magnetostrikciós állandója. A magnetostrikciós állandó a vasmag ötvözőitől és a hőkezelés során kialakított kristályszerkezettől függ.

$$173. \text{ képlet. } \frac{\Delta l}{l} = \varepsilon \cdot \hat{B}^2 \sin^2 \omega t = \frac{\varepsilon \cdot \hat{B}^2}{2} (1 - \cos 2\omega t).$$

Behelyettesítve a 172. képletbe, belátható, hogy az 50 Hz frekvenciájú hálózati árammal gerjesztett transzformátor alakváltozásának frekvenciája megduplázódik a gerjesztő áram frekvenciájához képest. A transzformátorok zajspektruma meghatározó 100 Hz-es alaphfrekvenciájú és ahhoz tartozó egész számú többszörös tisztahangú összetevőket tartalmaz.

Nagy teljesítményű ipari transzformátoroknál a veszteség miatt keletkező hő bizonyos esetekben léghűtéssel vezetjük el. Ekkor a transzformátor zajkeltéséhez a léghűtés ventilátorainak zaját is figyelembe kell venni.

Csendes berendezés készítésénél a vasmagot kis magnetostrickiós állandójú anyagból, ill. a tekercset és a lemezekből összeállított vasmagot ragasztással mereven összeerősítve kell elkészíteni. A transzformátorokat a környezetüktől rezgésszigetelten kell beépíteni. Tokozás esetén gondoskodni kell a transzformátor megfelelő hűtéséről.

1.9.3.2.2 Villamos forgógépek zaja

Villamos forgógépek (motorok és generátorok) zaját a mechanikai, áramlási és mágneses eredetű összetevők együtt határozzák meg. Mechanikai eredetű zaj a csapágyzaj, a kiegyensúlyozatlan forgórész által gerjesztett rezgések miatt lesugárzott zaj és géptípustól függően a kefezaj. A villamos forgógépek áramlási eredetű zaját a berendezés hűtőventilátora és a forgó- és állórész felülete mentén kialakított hornyoknál keletkező instabil áramlás okozza. A ventilátorok zajáról később részletesen lesz szó. A horonyzaj keletkezésének mechanizmusa hasonlít a pánásip hangkeltéséhez. A pánásip fokozatosan változó hosszúságú, egyik végén zárt, egymás mellett elhelyezett csövekből felépülő hangszer. A pánásipot megszólaltató játékos megfelelő technikával elfúj a cső nyitott vége felett, amelynek hatására közvetlenül a cső felett a levegő mozogásba jön. A csőben viszont a levegő áll (másik vége zárt), az így kialakuló instabil nyíróréteg periodikusan ingadozó áramlást, az pedig a csővég periodikus térfogati gerjesztését hozza létre. Az álló és forgórész hornyokban és a felettük eltérő sebességgel mozgó közeg hasonló instabil áramlást és zajkeltést eredményez. A mágneses eredetű zajokért, a transzformátorokhoz hasonlóan, a magnetostrickiós hatás miatt kialakuló periodikus alak és térfogat változás tehető felelőssé.

A mechanikai eredetű zajok csökkentése érdekében pontos forgórész kiegyensúlyozásra kell törekedni, lehetőség szerint siklócsapágyat kell alkalmazni, ill. csúszógyűrű vagy forgó érintkező (kommutátor) nélküli (zárt kalickás) géptípus kell választani. Az álló és forgórész közötti légrés határoló felületeinek kisimítása például műgyantás felület kiegyenlítővel. Az egybeeső zavarások elkerülése érdekében az álló és forgórészen található hornyok számát relatív prímeknek kell választani, ill. vagy a forgó, vagy az állórészen a hornyokat ferdén kell kiképezni. A villamos forgógép esetében általános zajcsökkentési szempont a berendezés egységeit összefogó fémszerkezet merevségének és tömegének növelése.

1.9.3.3 Áramlástechnikai berendezések zaja

1.9.3.3.1 Ventilátorok zaja

A ventilátorok zajának megítélésére különleges figyelmet kell szentelni. Ennek oka az, hogy számos zajforrás a környezetünkben igen elterjedt, de zajkibocsátása nem jelentős (például háztartási hűtőgépek). A zajforrások egy másik csoportja nagy zajkibocsátással rendelkezik, de csak kevés berendezés üzemel és az is általában lakó pihenő környezettől távol (például

erőművi turbógenerátor, lemezajtoló berendezés). A ventilátorok viszont zajos berendezések, és lakó, pihenő és ipari gazdasági környezetben egyaránt gyakran fordulnak elő, ezért a ventilátorokkal kapcsolatban környezetükben zajvédelmi szempontból számos alkalommal alakul ki konfliktus (hasonló problémával kell számolnunk a belsőégésű motorok, ill. általában a közúti, légi és vasút közlekedés járművei esetén is).

A ventilátorok zajának mechanikai, áramlási és egyéb kategóriába sorolható összetevői vannak. Mechanikai eredetű zajt okoznak a kiegyensúlyozatlan forgórész keltette rezgések. A járókerék és a tengely rezgése egyrészt a közvetlenül a csiga- vagy csőházban lesugárzott zaj révén okoz zajkibocsátást a szívó- és nyomócsonkokban, másrészt testhang (szilárd, rugalmas testben terjedő mechanikai zavarási állapot) terjedéssel csigaház falára átjutva a gép külső környezetében sugároznak zajt. A ventilátor működésével kapcsolatba hozható egyéb, összetett zajforrás a ventilátort hajtó motor és erőátvitel (például szíjhajtás) zaja. Megfelelően megépített és üzemeltetett ventilátor esetén a mechanikai és egyéb zajforrás összetevők elhanyagolhatóak az áramlási eredetűekhez képest.

A tiszta hangot okozó forgási zaj és egymásrahatás zaj mellett a szélessávú hang kibocsátást létrehozó turbulens határréteg zaj, nyomzaj és turbulens megfúvás zaj a ventilátorok áramlási eredetű zajösszetevői. A forgási zaj a járókerék síkjában fekvő pontokban periodikusan megjelenő, ill. onnan kilépő lapátok „pumpáló” hatása miatt jön létre. A forgási zaj hangteljesítménye a ventilátor járókerekek kerületi sebesség tartományában nem jelentős. Az egymásrahatás zaj a forgó járókeréklapátok és a közelükben elhelyezkedő, álló zavaróelemek között kialakuló periodikus áramlási kölcsönhatás eredménye. Az így keltett zaj frekvenciája a járókerék másodpercenkénti fordulatanak és a járókerék egy teljes körülfordulása alatt keletkező független zavarások számának szorzata. Az egymásrahatás zaj ritkán tiszta hangú összetevőt hoz létre, általában azonban adott frekvenciánál határozott maximummal, de kiszélesedő frekvencia tartományban sugároz. Zajt okozó áramlási kölcsönhatás axiális ventilátor esetében a motor tartóoszlop és a járókerék között, az elő- vagy utóterelő rács és a járókerék között, ill. radiális ventilátornál a járókerék és a csigaház nyelve között alakulhat ki. Például az előterelő lapátozás miatt kialakuló egymásrahatás zajt a következő módon magyarázhatjuk. A gyakorlatban a lapátrács mindig véges számú lapátból épül fel. A lapátrácsban közvetlenül a lapát mentén és a lapátcsatorna közepén lévő áramlások szerkezet (sebességek nagysága és iránya) eltér. A lapát és a lapátcsatorna kerület menti osztásának megfelelően az áramlási is periodikusan ingadozik. Az áramlás periodikus zavarása az előterelő után is kimutatható, ami a járókerék lapátjainak egyenetlen megfúvását eredményezik. A lapátok periodikusan változó megfúvása periodikus erő ingadozást, és így dipólus zajkeltési mechanizmust eredményez. Az egymásrahatás zaj a ventilátorok meghatározó zaj összetevője lehet, amely megfelelő tervezéssel jelentősen csökkenthető. A turbulens határréteg zaj a járókerék lapát felülete mentén kialakuló turbulens, az áramlás iránya mentén megvastagodó, a lapát végénél általában leváló áramlásra vezethető vissza. A turbulens áramlás a lapát felületén nyomás- és így erő ingadozást hoz létre, amely dipólus zajkibocsátást eredményez. A turbulens határréteg zaj széles frekvenciasávban sugároz. A zajszínképet a turbulencia spektruma határozza meg. A járókerék lapátok mögött leúszó áramlás instabil nyíróréteget alkot. A nyíróréteg hullámosodásra, felgöngyöldésre, periodikus örvénystruktúrák képzésére hajlamos. Az örvényes nyomban kimutatható ingadozások és a lapát felülete mentén kialakuló áramlás egyenetlensége között szoros kapcsolat mutatható ki. A nyom periodikus ingadozása a

lapátfelület menti áramlásban is kimutatható. A lapát szilárd felülete mentén kialakuló ingadozó nyomás, ingadozó erőhatást és dipólus zajkeltést eredményez. A nyomban az örvényes struktúrák időbeli periódusa nem tökéletesen szabályos, ezért a nyomzaj a zajspektrumban nem kiemelkedő csúccsal, hanem határozott maximummal rendelkező széles sávval jelenik meg. A ventilátorok jelentős részét úgy építjük be, hogy a belépő keresztmetszethez szívóvezeték csatlakozik. A vezeték hosszától, a benne elhelyezett csatornaelemek számától és jellegétől függően a ventilátor belépő keresztmetszetében egyenetlen, turbulens áramlás lép be. Ennek következtében a lapát megfúvási sebességének nagysága és iránya időben egyenetlenül változik. A megfúvás ingadozása miatt a lapátokon időben ingadozó erőhatás ébred, amelynek eredménye dipólus zajkibocsátás. Az így keletkező, általában szélessávú zaj színezetét a turbulencia spektruma határozza meg (a kedvezőtlen belépő áramlás nem csak zajszint növekedést, hanem a ventilátor jelentős hatásfok csökkenését is okozhatja).

A ventilátorok meghatározó zajösszetevői dipólus hangforrások. Az áramlási elvű akusztikai dipólus hangteljesítménye jellemző sebesség hatodik hatványával arányos. Ezért a ventilátorok zajcsökkentésének általános módja a berendezés jellemző sebességének (kerületi és átáramlási sebességek) csökkentése. Fontos zajcsökkentési szempont a ventilátor üzemi pontjának helyes megválasztása. A névleges üzemi ponttól való eltérés, elsősorban a túlzott nyomásnövekedés irányában leválást és fokozott zajszint növekedést okozhat. A jó hatásfokú ventilátornak általában a zaja is kisebb, mert a ventilátor működése során keletkező zajnak kedveznek azok a rossz, instabil áramlási körülmények, amelyek a hatásfokot is lerontják. A járókerék és az áramlást zavaró elemek közötti távolság helyes megválasztásával az áramlás egyenletesebbé válik, és így az egymásrahatás zaj jelentősen csökkenthető. További szokásos módszer az egymásrahatás zaj csökkentésére a lapátok elferdítése, és az álló terelőlapátsor és forgó járókerék lapátok számának megválasztása relatív prímelemeknek. A turbulens megfúvás zaj csökkenéséhez a ventilátort, rövid, lekerekített, zavarásmentes szívónyílással kell felszerelni.

1.9.3.3.2 Örvényszivattyúk zaja

Az örvényszivattyúk működési elve megegyezik a ventilátorokéval, csupán a szállított közeg halmazállapotában térnek el egymástól. Így zajkeltési mechanizmusuk is hasonló. Az egyetlen lényeges különbség az, hogy a szivattyúk cseppfolyós közeget szállítanak, és így kavitáció alakulhat ki. Túl alacsony szívóoldali tartálynyomás, vagy túlzott szívóoldali ellenállás miatt a járókerék belépő keresztmetszetében olyan mértékben lecsökkenhet a nyomás, hogy a folyadék helyileg felforr. Az apró gőzbuborékok persze nem maradnak egyhelyben, hanem tovasodródnak az áramlással. A járókerék csatornájában, a folyadékon végzett munka révén, fokozatosan növekvő nyomás miatt a gőzbuborékok összeomlanak. A lapát felülete mentén haladó buborékok összeomlása azonban nem koncentrikus összehúzódással következik be, hanem először a buborék teteje szakad be. Azoknál a buborékoknál, amelyek közvetlenül a felület mentén sodródnak, a buborék felső része felől érkező folyadéksugár olyan erővel üti meg a lapát felületét, hogy az erős hanghatáson túl akár a felület szilárdsági károsodása is kialakulhat. Nem zajkeltéssel kapcsolatos különbség, de meg kell említeni, hogy a szivattyúk esetében a beépítésnek köszönhetően általában a

géptesten lesugárzott zaj fontos, szemben a ventilátorokkal, ahol a géptesten lesugárzott zajösszetevő mellett a szívó- és nyomócsonkokba sugárzott komponensek is fontosak.

Az örvényszivattyúk zajának csökkentésénél a ventilátoroknál leírt módszerek alkalmazhatóak. A géptesten lesugárzott zaj csökkentésére a határoló elemek (csigaház, csőház) falának merevségét és tömegét kell megnövelni. A kavitációs zaj elhárítása érdekében megfelelő szívóoldali nyomás és kis hidraulikai ellenállás biztosításával a kavitációs üzemi állapotot kell elkerülni.

1.9.3.3.3 Térfogat-kiszorítás elvén működő áramlástechnikai gépek zaja

A térfogat-kiszorítás elvén működő szivattyúk és kompresszorok számos különböző konstrukciós kialakítású gépet foglalnak magukban. Az eltérő működési elv és felépítés miatt a berendezések zajkeltési mechanizmusa számos részletben eltérhet egymástól. Ennek a jegyzetnek a keretein messze túlmutat az összes fontos géptípus zajkeltésének részletes bemutatása. Ezért jelen esetben a térfogat-kiszorítás elvén működő áramlástechnikai gépekkel kapcsolatban konkrét géptípustól független, általános szempontokat fogalmazunk meg. A berendezések zajkibocsátását a mechanikai és áramlási eredetű zajok együtt határozzák meg. A hajtás zaja normális működési állapot esetén jóval halkabb az előző két összetevőhöz képest. A csapágy és a kiegyensúlyozatlan forgórész mellett az ingadozó szállítás miatt az erőátviteli rendszerben és a munkateret határoló szerkezeti elemeken fellépő lüktető erőhatások miatti rezgések által lesugárzott zaj mechanikai eredetű zajnak minősül. A térfogat-kiszorítás elvű berendezések áramlási eredetű zajkeltése az időben periodikusan ingadozó szállításra (például egy nyomó üzemben dolgozó *Roots*-fúvó szabad beszívó nyílásának zaja) és a szelepek, résvezérlések átömlő nyílásainál kialakuló nagy sebességű, egyenetlen áramlásra vezethetőek vissza (például egy dugattyús kompresszor rugós kitérítésszerű, automata szelepének szűk keresztmetszetein nyomó ütemben kialakuló nagy sebességű levegő áramlás zaja).

A forgó alkatrészek pontos kiegyensúlyozása, siklócsapágy alkalmazása, és az ingadozó erőhatásnak kitett szerkezeti elemek (erőátvitel, munkateret határoló felületek) merevségének és tömegének növelése a mechanikai eredetű zajokat csökkenti. Az áramlási zajok egyfelől a térfogatszállítás kiegyenlítésével (a működési szám növelésével, nevezetesen az egy teljes tengelyfordulat alatt bekövetkező egymástól független szállítási ütem, például sok, egymáshoz képest elékelt, kis hengertérfogat alkalmazásával) csökkenthetőek. A szelepek átömlő keresztmetszeteinek megfelelő kiképzésével és a berendezésekben a jellemző sebesség csökkentésével szintén az áramlási eredetű zajösszetevők csendesedését érhetjük el.

1.9.3.3.4 Szabályozó elemek, fojtások zaja

Szabályozó elemeket, fojtásokat csatornarendszerekbe építünk be, azok hidraulikai ellenállásának és így a szállított folyadék mennyiségének megváltoztatására. Szabályozási feladatra a közeg minőségétől, a nyomásától függően például szelep, szabályozó zsalu vagy pillangószelep alkalmazható. A szabályozó elemekben az áramlási ellenállás növekedését a

keresztmetszet lecsökkentésével majd hirtelen kibővítésével, ún. *Borda-Carnot* veszteség létrehozásával érhetjük el. A leszűkített keresztmetszetben az áramlási sebesség megnövekszik, a közeg nyomása pedig lecsökken. Közvetlenül a keresztmetszet-növekedést követően azonban az áramlás nem húzódik ki a csatorna határoló felülethez, hanem leválik a csatorna faláról. Ennek következtében az áramlás nem lassul le, és így a nyomás sem növekszik vissza az eredeti értékre. A nagy sebességű folyadék egy szabadsugárhoz hasonlóan hasít bele a környező pangó folyadéktérbe, és mozgási energiájának egy jókora része disszipatív mechanizmuson keresztül súrlódási hővé alakul. A kialakuló áramlást a záróelem és a záróelemülék között nagy sebesség, ill. időben ingadozó sebesség és nyomás jellemzi. Ennek következtében a záróelem és a záróelemülék felületén ingadozó erőhatás és így dipólus zajkeltési mechanizmus jön létre. Az áramlási keresztmetszet hirtelen kibővülését követően a nagy sebességű folyadéksugár a súrlódás révén fokozatosan lefékeződik. A fékeződést a nagy sebességgel mozgó folyadék és a környező pangó folyadéktér határoló felületén kialakuló folyadékkeveredés hozza létre. A keveredési zónában kialakuló nyíróréteg (az áramlásra merőleges irány mentés rohamos a sebesség változása) instabil, benne nagy nyomó és csúsztató feszültség ingadozás alakul ki, amely kvadrupólus zajkeltési mechanizmust eredményez. A szabályozó elemeknél a be- és kilépő keresztmetszeteken kilépő zajösszetevők mellett a szeleptesten lesugárzott rész is igen fontos lehet. Például a légtechnikában alkalmazott pillangószelepek, szabályozó szelepek zajuk zaja általában a légcsatornán keresztül okoz gondot, de egy gázfogadó állomás nyomáscsökkentő szelepeinek zaja a szelep test és a szelephez közel eső csőszakasz külső felületén sugárzódik le. A szabályozó elemek előzőekben leírt zajkeltési mechanizmusát további jelenségek növelhetik. Összenyomható folyadékáramlásban, ahol a szelep két oldalán a nyomások hányadosa kisebb, mint a kritikus nyomásviszony a legszűkebb keresztmetszetben, hangsebesség alakul ki, azt követően pedig expanziós és kompressziós hullámok sorozata. A folyamat jelentős többlet zajkibocsátással jár. Szintén jelentősen megnöveli a szelep zaját, ha a szelepbe belépő cseppfolyós halmazállapotú közeg nyomása a legszűkebb keresztmetszetben úgy lecsökken, hogy eléri a környezeti hőmérséklethez tartozó gőznyomást, és emiatt a folyadék felforr. A kialakuló kavitáció zajkeltési mechanizmusa megegyezik a szivattyúknál leírtakkal. A kavitációs üzemi állapot a szabályozó elem zaját jelentősen megnöveli, és huzamos fenntartása esetén jelentős szerkezeti károsodást okozhat feltételezve, hogy nem kavitációs igénybevételre tervezték.

Szabályozó elemek zajának csökkentésénél a jellemző sebesség csökkentése és az áramlás egyenletessé tétele nem hatásos módszer, mert ezekkel pont a hidraulikai ellenállás növelő, és így a szabályozó képességét rontanánk le a berendezésnek. Szabályozó elemek zajának elkerülése érdekében a leghatásosabb módszer az amúgy áramlástanilag is rossz hatásfokú fojtásos szabályozás kiváltása más szabályozási módszerrel, például fordulatszám szabályozással, gépcsoport üzemével, előperdület állítással vagy járókerék visszaesztérgálással. Kritikus nyomásviszony alatt üzemelő szelepek többlet zajának csökkentése érdekében több fokozatú fojtást kell beépíteni. A fokozatok számát úgy kell megválasztani, hogy a fokozati nyomásviszony mindig kellő biztonsággal a kritikus érték felett maradjon, és az áramlási sebesség a szelep egyetlen pontjában se közelítse meg a helyi hangsebességet. A szabályozó szelepekben a kavitáció megfelelően nagy nyomás beállításával kerülhető el.

1.9.3.3.5 Szabadsugarak zaja

A lamináris szabadsugár zajtalan. A turbulens szabadsugár zaját a keveredési zónában kialakuló nyomó- és csúsztatófeszültség ingadozás okozza. A mechanikai feszültség ingadozását, a szelepekhez hasonlóan, itt is az egymás mellett eltérő sebességgel áramló nyíróréteg instabilitása hozza létre. A szabadsugarak kvadrupólus jellegű zajforrások. Az akusztikai kvadrupólusok által keltett hang teljesítménye a jellemző áramlási sebesség nyolcadik hatványával, ill. a hangsugárzás akusztikai hatásfoka a *Mach*-szám (az áramlási sebesség és a helyi hangsebesség hányadosa, $Ma=v/a$) ötödik hatványával arányos. Ezért a szabadsugarak zaja kis sebességnél ($v < 20$ m/s) nem számottevő, nagyobb sebességeknél ($v > 100$ m/s) azonban igen jelentőssé válik.

Ha lehetőség nyílik, a szabadsugarak zajcsökkentésénél a leghatékonyabb módszer a kifúvási sebesség csökkentése. Nagy tömegáramú szabadsugarak zaja a szabadsugár köré épített porózus hangelnyelő anyaggal (üveg- vagy kőzetgyapot) bélelt árnyékoló gyűrűvel csökkenthető. A gyűrű átmérőjének és hosszának meghatározásánál ügyelni kell arra, hogy a szabadsugár keveredési zónájának nagy sebességű része ne kerüljön érintkezésbe a gyűrű belső felületével. Ha a gyűrű belső felületét nagy sebességű áramlás éri, az zajt kelthet, ill. a laza, porózus szerkezetű hangelnyelő bélést tönkre teheti. Kis tömegáramú, nagy sebességű szabadsugarak lefúvatását nagy felületű és nagy ellenállású porózus rétegen keresztül történő átvezetéssel lehet csendesen megoldani. Az ilyen lefúvató berendezések kialakításánál ügyelni kell, hogy a porózus réteg a belső túlnyomásból származó erővel szemben megfelelően szilárd legyen. Például pneumatikus munkahengerek lefúvatásának csendesítéséhez gyakran használunk szinterfémből vagy nyitott cellás műanyagból készült hangtompítót.

1.9.3.4 Kalorikus berendezések zaja

1.9.3.4.1 Szabad lángok, égők zaja

A szabad lángok zajkeltése minden esetben az időben ingadozó hőfelszabadulás miatt kialakuló lüktető térfogati tágulásra vezethető vissza. A lamináris lángok általában csendesek, a turbulens lángok minden esetben zajosak. A lamináris lángokat nagy lángtérfogat és ehhez viszonyítva kis hőfelszabadulás jellemez, de ha nem alakul ki a lángfront instabilitása, teljesen csendesek. Ezért a háztartási berendezésekben (konyhai gáztűzhely vagy a vízmelegítő bojler égője) kizárólag lamináris lángokat alkalmazunk. A láng instabilitása miatt kialakuló időben ingadozó hőfelszabadulás a lamináris lángokat is megszólaltathatja. Ilyenkor a teljes láng térfogata egyszerre lüktet és jellegzetes alacsony frekvenciájú, tiszta hangú berregő zaj keletkezik. A turbulens lángok zaját a turbulens keveredési zónában kialakuló egyenetlen égés okozza. A turbulencia miatt az éghető gáz és a levegő keveredése térben egyenetlenül alakul ki. Ahol tökéletes a gázok sztöchiometriai aránya, ott intenzív hőfelszabadulás indul meg, amely nagy térfogattágulást okoz. Más helyeken, ahol túl dús vagy szegény a keverék, a hőfelszabadulás mérsékelt, és a térfogati tágulás is kisebb. Ezek a helyek térben és időben egyaránt változnak. A jelenség alacsony frekvenciájú összetevői vizuálisan is megfigyelhetőek a folyamatosan mozgó, alakját

változtató vibráló lángfront által. Ipari égőknél a megfelelő légellátáshoz aláfúvó ventilátort alkalmazhatunk. Ilyen esetben az égő zaját a láng és a ventilátor együtt határozzák meg.

Csendes üzemű égőhöz stabil, lamináris lángot célszerű alkalmazni. A lángok instabilitását okozhatja időben ingadozó levegő és éghető gáz hozzávetés is. Ezért a lamináris és turbulens lángoknál egyaránt ügyelni kell az egyenletes hozzááramlás biztosítására.

1.9.3.4.2 Kemencék, kazánok zaja

A kemencék és a kazánok zaját alapvetően az égő határozza meg. A kemencék és a kazánok esetében a lángot hanggátló falakkal elhatárolt térrész veszi körül. A belső teréből és a hozzácsatlakozó füstgáz elvezető csatornából álló rendszer meghatározott sajátfrekvenciákkal rendelkezik. A lángok hajlamosak periodikus gerjesztés létrehozására. Ezért a tervezés során ügyelni kell a sajátfrekvenciák és a gerjesztési frekvenciák megfelelő szétválasztására. Vízmelegítő kazánok jellegzetes zúgó hangját a víztér belső felületén keletkező instabil gőzbuborékok okozzák. A buborék valójában egy rezonátor. A rezgőrendszer tömege a buborékot körülölelő vízréteg, a rugó a buborék belsejében lévő gőz, a gerjesztés pedig a környező ingadozó nyomás és hőmérséklet.

1.9.3.4.3 Hűtőgépek zaja

A kompresszoros háztartási hűtőgépek zajkibocsátását a térfogatkiszorítás elvén működő kompresszor és a kapilláris fojtóvezeték végén, ill. az elpárologtató elején kialakuló buborékos forrás okozza. A kis kompresszor-teljesítmény, a kettősfalú, hangszigetelt térben történő elhelyezés, a rezgésszigetelt felfüggesztés és a kompresszor és a kondenzátor közötti csővezetékbe iktatott expanziós dob hangtompító hatása (az expanziós dobról később részletesebben írunk) miatt szokásos körülmények között a háztartási hűtőgépek kifejezetten csendes berendezések. Evvel szemben a nagy ipari hűtőgépek zajkibocsátása jelentős. A kibocsátott zaj növekedését nem csak a nagyobb kompresszor-teljesítmény indokolja, hanem az, hogy a kondenzátor természetes hűtését általában ventilátoros kényszerhűtés váltja fel.

1.9.3.4.4 Belsőégésű motorok zaja

Környezetünk zajterheléséért jelentős mértékben felelősek, és ezért kiemelten fontos zajforrások a belsőégésű motorok. Számos más alkalmazás mellett a belsőégésű motorokat járművek hajtására, ill. kapcsolt energiatermeléssel elektromos áram előállítására használjuk. A ventilátorokhoz hasonlóan zajvédelmi szempontból a probléma itt is abban rejlik, hogy a motorok zajkibocsátása igen jelentős, ill. igen széles körben elterjedtek. A közúthálózat, ill. a rajtuk közlekedő belsőégésű motor által hajtott gépjárművek jelentős része közvetlenül lakó, pihenő területen halad keresztül. A kapcsolt energiatermeléssel előállítható melegvízre (fűtés és használati melegvíz céljából) is számos esetben lakótelepeken, vagy kórházakban van szükség.

A belsőégésű motorok zajforrásai között a mechanikai, áramlási, termikus összetevőket és a segédberendezéseket szokás megemlíteni. Mechanikai eredetű zajt kelt a kiegyensúlyozatlan forgó tömeg és az alternáló mozgást végző alkatrészek által keltett szerkezeti rezgések, a hajtókar-csapágyakban, a persely és csapszeg között kialakuló apró ütközések a hatóerő irányváltásakor, a hengerben a dugattyú billegő mozgásából származó impulzusos erőhatás és a szelepvezérlés zaja. Ez utóbbi elsősorban hideg állapotban észlelhető. A motorok áramlási eredetű zajkibocsátása az időben periodikusan ingadózó légbeszívásból és kipufogásból származik. Benzin üzemű motor esetében a munkaütem végén, a kipufogószelepek nyitása előtt a hengerben uralkodó nyomás 3-5 bar. A szelepek nyitását követően a forró füstgáz hirtelen kiáramlik. A környező térbe impulzusszerűen bevezetett térfogatáram erős monopólus zajkibocsátást eredményez. Ezért a kipufogó hangtompító nélkül beindított motor hangja puskalövések sorozatára emlékeztet. Hasonló a hatásmechanizmusa a motor periodikus légbeszívásának. Itt az áramlást létrehozó nyomáskülönbség kisebb, és a térfogati szállítás ellentett előjelű. A termikus zajt a munkaütem során az égőtérben periodikusan megemelkedett nyomás miatt kialakuló periodikus deformációk által gerjesztett rezgések hozzák létre. A benzin üzemű motorok égési végnyomása 100-150 bar, ugyanez az érték dízelmotorok esetén 200-250 bar. Tételezzük fel, hogy egy teherautó dízelmotorjában a hengerátmérő 150 mm, az égési végnyomás 200 bar. A hengerfej egy henger feletti részére a belső túlnyomásból származó pillanatnyi erő nagysága közelítőleg $3,5 \cdot 10^5$ N (hozzávetőleg 36 t tömeg súlya). A motor működéséhez szükséges zajos segédberendezés a hűtőventilátor, az üzemanyag-szivattyú, az elektromos generátor, az indítómotor és az adagolószivattyú. Kevésbé zajos segédberendezés a hűtővíz keringtető szivattyú és az olajszivattyú.

A mechanikai zajok csökkentése a forgó tömeg pontos kiegyensúlyozásával, az alternáló mozgást végző alkatrészek tömegének csökkentésével, boxer-elrendezéssel, esetleg ellenforgó kiegyensúlyozó tengely alkalmazásával oldható meg. A jó konstrukció mellett a mechanikai eredetű zajok csökkentésénél, elsősorban az impulzusos erőhatásokkal igénybevett alkatrészek miatt, nagyon fontos a gyártás precizitása, a felhasznált anyagok jó minősége, a súrlódó alkatrészek miatt a megfelelő kenés, ill. általában a szakszerű karbantartás. Az áramlási eredetű zajok csökkentéséhez megfelelő hanggátlású légszűrőrendszert és füstgáz kipufogó hangtompító dobot kell alkalmazni. A termikus zaj időben egyenletesen, kiugró nyomáscsúcs nélkül lezajló gyorségés és merev, nagy tömegű motortest alkalmazásával csökkenthető. A belsőégésű motorokat rezgésszigetelő alátámasztással kell rögzíteni.

1.9.3.4.5 Gázturbinák zaja

A gázturbinák elterjedése a belsőégésű motorokhoz hasonlóan szintén a közlekedésben és az energiaiparban jelentős. Annak ellenére, hogy a környezeti zajt okozó gázturbinák száma messze elmarad a belsőégésű motorokhoz képest, hatásuk elsősorban a légi közlekedés miatt nem elhanyagolható. Bizonyos repülőgép típusok (szuperszonikus utasszállító repülőgép) elterjedésének megakadályozásában a nem megoldott zajvédelmi problémák kulcsszerepet játszottak.

A gázturbinák zaját a működés és konstrukciós felépítés alapján kompresszor-, égés- és turbinazaj részekre bonthatjuk fel. Tolósugar gázturbinák esetén a hajtómű mögött kialakuló nagy sebességű szabadsugarat is a zajforrások közé kell venni. A kompresszor és turbina egységeknél kizárólag örvényelvű gépeket alkalmazunk. Ezek zajkeltése a ventilátoroknál leírtakkal egyezik meg, avval a különbséggel, hogy a járókerék kerületi sebessége a gázturbináknál közel egy nagyságrenddel nagyobb. Az égőtérben lezajló égés és a szabadsugarak zajkeltési mechanizmusának legfontosabb részleteit korábban tárgyaltuk.

A gázturbinák zajcsökkentéséhez hasonló alapelvek alkalmazhatóak, mint a ventilátoroknál, égőknél, ill. szabadsugaraknál. A légi utasszállítás iránti igény rohamos növekedésével és a gépek teljesítményének emelkedésével az 1970-es évek végén a repülőterek környezetében folyamatossá váltak a felszálló és leszálló gépek által okozott zajterhelés miatti konfliktusok a szomszédos lakossággal. A jellemző sebesség csökkentésével összhangban a korábban elterjedt tolósugar hajtást propulziós ventilátor fokozatra cserélve, és más zajcsökkentési módokat is alkalmazva közel 10 év lefogaása alatt a hasonló teljesítményű gépek zaja 15-20 dB(A) közötti értékkel csökkent.

1.9.4 Zajcsökkentés a hang terjedésének megakadályozásával

Általános környezetvédelmi szempont, ha lehetséges a környezetet zavaró hatást a forrás kibocsátásának csökkentésével oldjuk meg. Zajcsökkentési feladatok megoldása során számos alkalommal találkozunk olyan esettel, hogy a zajforrás módosítására, a kibocsátott zajteljesítmény csökkentésére a gép átépítésével, a hangforrás módosításával nem nyílik lehetőség. Ilyen esetben a környezeti zaj csökkentésének hatásos módszere a zajterjedés megakadályozása. A módszer lényege, hogy a hangforrás és a zajtól védett terület megfelelő beiktatási veszteségű, a hangterjedést akadályozó elemmel választjuk el egymástól. Egy zajterjedést akadályozó szerkezet beiktatási veszteségén ugyanabban a pontban a szerkezet nélkül és a szerkezettel mért hangnyomásszintek különbségét értjük. A módszer legfontosabb alkalmazási lehetőségeit a hangtér jellegétől függően szabadterben, határolt térben és a csatornában kialakuló hangterjedés esetére vizsgáljuk meg.

1.9.4.1 Zajcsökkentés szabad térben

1.9.4.1.1 Zajcsökkentés a hangforrástól mért távolság megfelelő megválasztásával

Szabad térben a hangterjedés megakadályozásának leghatékonyabb módszere a megfelelő védőtávolság megválasztása. Szabad térben a hangforrástól távolodva ugyanaz a hangteljesítmény egyre nagyobb felületen oszlik meg, így a hangintenzitás ennek megfelelően csökken. A hangintenzitás csökkenésével az effektív hangnyomás négyzete és a hangnyomásszint is kisebb lesz. A módszer elsősorban a zajforrás, vagy a védett tér helyének tervezésénél használható. A hangforrás, vagy a védett tér utólagos áthelyezésére ritkán adódik alkalom. A helyes távolság megválasztásához olyan összefüggésre van szükség, amely a hangforrás által kisugárzott hangteljesítményszint ismeretében lehetővé teszi a hangforrástól mért távolság függvényében a kialakuló hangnyomásszint nagyságát. A következő részben a leggyakrabban alkalmazott pontszerű hangforrás távolférlésére

mutatunk be egyszerű geometriai akusztikai modellt. A levezetett összefüggést ezt követően a környezetben kialakuló hangterjedési veszteségek hatásával egészítjük ki.

1.9.4.1.2 Pontszerű hangforrás távoltéri közelítése

Helyezzünk el a szabad tér egy részlegesen lehatárolt részén (például hangvisszaverő síkon) pontszerű, minden irányban egyenletesen sugárzó hangforrást. A forrástól megadott távolságban a hangteljesítményszint függvényében szeretnénk meghatározni a kialakuló hangtér hangnyomásszintjét. Első lépésben tételezzük fel, hogy a hangterjedés veszteségmentes. A P teljesítményű hangforrás intenzitása (I) a hangforrástól r távolságban a 174. képlet szerint számítható.

$$174. \text{ képlet. } I = \frac{P}{\frac{4\pi r^2}{D}},$$

ahol: D a sugárzás irányítási tényező, a teljes gömbfelület és a valóságos esetben a terjedés számára rendelkezésre álló gömbfelületrész hányadosa. A sugárzás irányítási tényező értéke teljesen szabad térben 1, féltér esetén 2, merőleges síkok belső élében 4, ill. merőleges síkok belső sarkában 8.

A 97 megfelelően elegendően távol a hangforrástól a gömbhullám terének egy kicsiny része közelítőleg szabadon terjedő síkhullámnak tekinthető, így az intenzitást az effektív hangnyomás, p_{eff} függvényében a 175. képlettel számíthatjuk:

$$175. \text{ képlet. } I = \frac{p_{eff}^2}{\rho a}$$

Az összefüggésben: ρ a közeg sűrűsége, a a hangsebesség. Tegyük egyenlővé a 174. és 175. képleteket (9.5, osszuk el mindkét oldalt 10^{-12} -nel a szintekkel történő felírás érdekében:

$$176. \text{ képlet. } \frac{p_{eff}^2}{(2 \cdot 10^{-5})^2} \frac{400}{\rho a} = \frac{P}{10^{-12}} \frac{1}{r^2} D \frac{1}{4\pi}$$

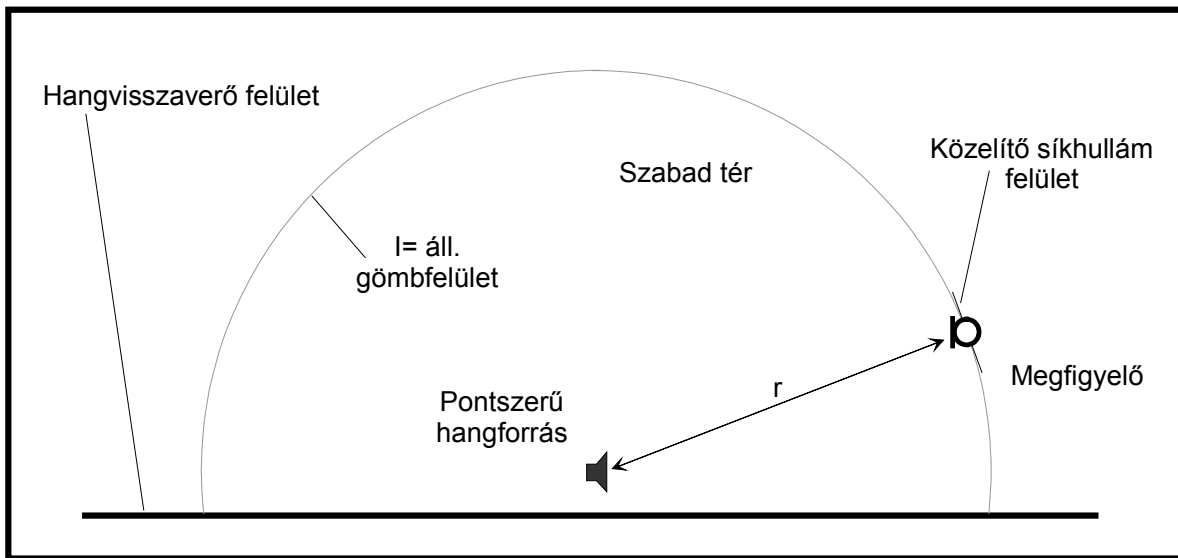
Vegyük mindkét oldal 10 alapú logaritmusát, a tagok szétbontását követően szorozzuk meg azokat 10-zel:

$$177. \text{ képlet. } 10 \cdot \lg \frac{p_{eff}^2}{(2 \cdot 10^{-5})^2} + 10 \cdot \lg \frac{400}{\rho a} = 10 \cdot \lg \frac{P}{10^{-12}} - 10 \cdot \lg r^2 + 10 \cdot \lg D - 10 \cdot \lg 4\pi$$

Normál állapotú levegőben a ρa karakterisztikus impedancia értéke közelítőleg $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, így a bal oldalon a második tag elhanyagolható. Vezessük be a hangnyomásszint (L) és a hangteljesítményszint (L_w) jelöléseit:

178. képlet. $L = L_w - 10 \cdot \lg r^2 + 10 \cdot \lg D - 11$.

A kapott összefüggésből az is kiderül, hogy a pontszerű hangforrástól mért távolság megduplázása esetén a hangnyomásszint 6 dB-el csökken, ill. a hangforrást szabad térből hangvisszaverő síkra, élbe vagy sarokba helyezve a hangnyomásszint rendre 3 dB-t növekszik. Hasonló megfontolás alapján vezethetünk le összefüggéseket más egyszerű zajforrások (különböző vonal és felületi sugárzók) távolsági hangterének számítására.



97. ábra Pontszerű hangforrás környezetében kialakuló hangtér

1.9.4.1.3 Hangterjedési veszteségek

A szabad térben a hangforrástól távolodva kialakuló hangnyomásszint csökkenést a hangsugarak széttartása, azaz a sugárzási felület növekedése miatt kialakuló intenzitás csökkenés okozza. Ez nem mechanikai veszteség, hiszen a hang munkavégző képessége nemvész el, csak nagyobb felületen oszlik meg. A hang terjedése során más, a hangnyomásszint megoszlást befolyásoló jelenségek is kialakulnak. Az összes terjedés módosító hatás (ΔA_Σ) három összetevő, a disszipatív veszteség (ΔA_d), a növényzet miatt kialakuló terjedési veszteség (ΔA_n) és a meteorológiai jelenségek miatt kialakuló terjedés módosítás (ΔA_m) összegeként írható fel:

179. képlet. $\Delta A_\Sigma = \Delta A_d + \Delta A_n + \Delta A_m$ [dB].

A hangerjedés során kialakuló disszipatív, és a növényzet miatt kialakuló terjedési veszteség során a hang munkavégző képessége ténylegesen elvész. A meteorológiai jelenségek miatt alapvetően csak a hangsugarak alakja és ezzel együtt a hangnyomásszint megoszlás módosul, jelenlétük disszipatív veszteséget nem okoz.

Levegőben a hangterjedés során a hang munkavégző képességének egy része disszipatív jelenségek során, vissza nem fordítható módon hővé alakul. A disszipatív veszteséget a

viszkózus folyadéksúrlódás, a hővezetés és a molekuláris termo-relaxáció (kiegyenlítődés) jelenségek okozzák. A három disszipatív hatást egyesítő közelítő összefüggés:

$$180. \text{ képlet. } \Delta A_d = 7.4 \cdot 10^{-8} \frac{r f^2}{\Phi} \text{ [dB]},$$

ahol: f [Hz] a frekvencia, r [m] a terjedési távolság és Φ [%] a levegő relatív páratartalma. A disszipatív veszteségek elsősorban nagyobb frekvencián és terjedési távolságokban jelentősek.

Hangbesugárzás hatására a növények lágy levélfelülete rezgésbe jön. A rezgések a súrlódás hatására hamar csillapodnak. A hangterjedés útjában elhelyezkedő sűrű, nagy méretű lomb felülete a hangterjedés számára jelentős veszteséget képes okozni. Ezek számításra kétféle tapasztalati összefüggés áll rendelkezésre. A sűrű, magas fűvel és bozóttal borított sík terepen tapasztalható terjedési veszteség (ΔA_{n1}):

$$184. \text{ képlet. } \Delta A_{n1} = (0.18 \lg f - 0.31) \cdot r \text{ [dB]}.$$

Az erdővel borított sík terepen tapasztalható terjedési veszteség (ΔA_{n2}):

$$185. \text{ képlet. } \Delta A_{n2} = 0.01 \cdot r \cdot \sqrt[3]{f} \text{ [dB]}.$$

Homogén, nyugvó közegben a hangszugarak egyenes vonalban terjednek. Az atmoszférikus szél és a légkör inhomogén hőmérséklet-megoszlása a hangszugarak egyenes vonalú terjedését jelentősen eltorzíthatják. Három szomszédos hangszugár úgynevezett hangszugár-csatornát feszít ki. A hangszugarak torzulásától függően a hangszugár-csatorna bővülése a hangforrástól távolodva növekvő, vagy csökkenő jelleggel változhat az egyenes vonalú terjedéshez képest. Ennek következtében atmoszférikus szél vagy inhomogén hőmérséklet megoszlása jelenlétében megadott távolságban a hangforrástól a hangnyomásszint növekedése vagy csökkenése is kialakulhat a hangszugarak elgörbülésének megfelelően. A kialakuló hangterjedési anomáliák pontos számítását a sugárakusztika teszi lehetővé. Mérési eredmények bizonyítják, hogy a meteorológiai jelenségek miatt kialakuló terjedésmódosító érték, ΔA_m abszolút értéke az 5-10 dB-t is elérheti.

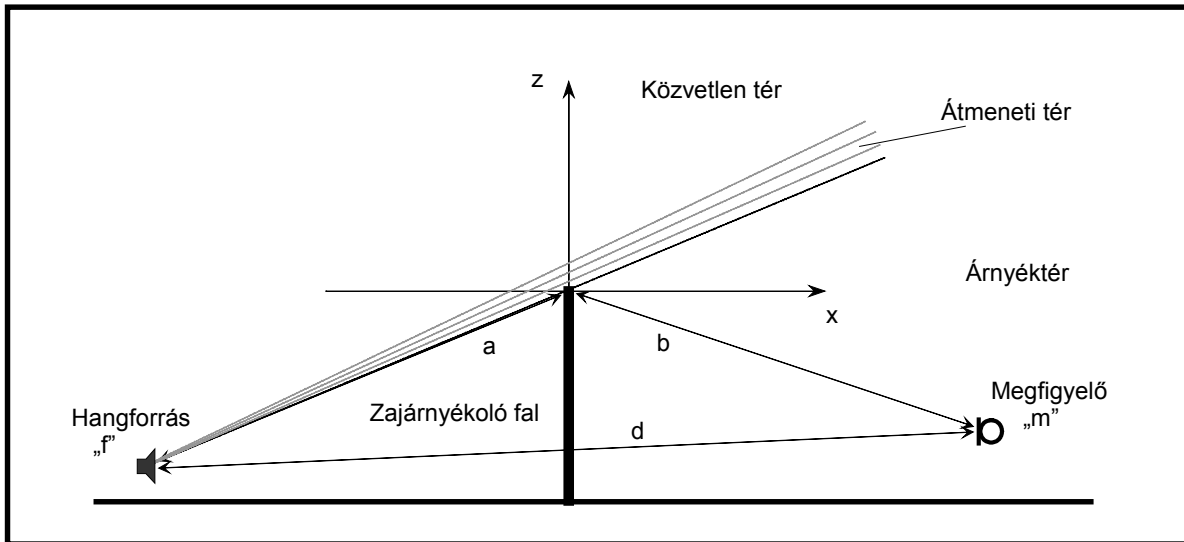
A terjedési veszteségek figyelembe vételével az L_w hangteljesítményszintű hangforrástól r távolságban kialakuló hangnyomásszint (L):

$$186. \text{ képlet. } L = L_w - 10 \cdot \lg r^2 + 10 \cdot \lg D - 11 - \Delta A_\Sigma.$$

1.9.4.1.4 Zajárnyékoló fal

A zajforrás és a védett tér közé épített, az optikai átláthatóságot megszüntető, nagy hanggátlású falat zajárnyékoló falnak nevezzük. Azt a tartományt, ahová a forrásból kiinduló hanghullámok a fal jelenléte miatt nem képesek közvetlenül behatolni, a fal geometriai árnyékterének nevezzük. A közvetlen besugárzás megakadályozása miatt az árnyékterben a

hangintenzitás jelentősen lecsökken a közvetlen besugárzás esetén kialakuló értékhez képest. Az intenzitás csökkenésnek a fal véges hanggátlása és a fal felső peremén kialakuló hangelhajlás szab határt. A *Huygens-Fresnel* elv segítségével belátható, hogy némi intenzitás csökkenésre akkor is számíthatunk, amikor a zajárnyékoló fal felső élénél a zajforrást éppen megpillantjuk. Ezt a részt a fal árnyéktere és közvetlen tere közötti átmeneti tartománynak nevezzük. A közvetlen-, az átmeneti- és az árnyékterek elhelyezkedését a **98** mutatja.



98. ábra Zajárnyékoló fal hangterjedési úthossz különbsége

Tételezzük fel, hogy a fal anyagának hanggátlása végtelen nagy. Ebben az esetben zajárnyékoló fal túlsó oldalára hang kizárólag elhajlás révén kerülhet. A zajforrás és a védett térpont helyzetétől függően, egy végtelen hosszú zajárnyékoló fal beiktatási vesztesége (ΔL_{fal}) pontszerű hangforrás esetén a következő összefüggésekkel számítható:

187. képlet. $\frac{z_f}{x_f} \geq \frac{z_m}{x_m}$ (árnyékter); $\Delta L_{fal} = 20 \lg \frac{\sqrt{2\pi N}}{th\sqrt{2\pi N}} + 5$ [dB],

188. képlet. $\frac{z_f}{x_f} < \frac{z_m}{x_m}$ és $0 < N \leq 0,2$ (átmeneti tér); $\Delta L_{fal} = 20 \lg \frac{\sqrt{2\pi N}}{tg\sqrt{2\pi N}} + 5$ [dB],

189. képlet. $\frac{z_f}{x_f} < \frac{z_m}{x_m}$ és $0,2 < N$ (közvetlen tér); $\Delta L_{fal} = 0$ [dB],

Az N a *Fresnel*-féle szám:

190. képlet. $N = \frac{2}{\lambda}(a + b + c - d)$,

ahol: λ a hang hullámhossza, $(a+b+c-d)$ a hangterjedési úthossz különbség, a jelölések és a tartományok kijelöléséhez a koordináta-rendszer illesztése a **98** látható. Az x és z koordinátáknál az f és m indexek rendre a forrást és megfigyelőt jelölik.

Egyszerű zajárnyékoló fal esetében c , a zajárnyékoló fal vastagsága elhanyagolható a terjedési távolságokhoz képest (ezért a **98** sem tüntettük fel). Zajárnyékoló falakat elsősorban szabad térben, a talajfelszínen elhelyezkedő kiterjedt zajforrás vagy zajforrás csoport (például gyártelep), ill. mozgó hangforrások (lakott területen áthaladó forgalmas főközlekedési út) esetén alkalmazunk. Gyakorlatban előforduló zajforrások és reálisan megépíthető zajárnyékoló fallal elérhető legnagyobb beiktatási veszteség 20-25 dB közötti érték. Ennek megfelelően a hangárnyékoló fal anyagának hanggátlását is közel ekkorra kell megválasztani. Hangvisszaverő falakkal határolt térben a belső visszaverődések miatt a zajárnyékoló fal beiktatási vesztesége jelentősen csökkenhet. A **187.** és **188. képlet**ekkel a hangterjedés iránya mentén nem elhanyagolható szélességű épületek és más természetes objektumok beiktatási vesztesége is meghatározható. Ekkor a *Fresnel*-féle szám **190. képlet** szerinti összefüggésében c az épület kiszögelési pontjait érintő hangterjedési útszakaszok összege (például téglatest alakú épület esetében a hangterjedéssel párhuzamos élhossz). Nagy távolságú hangterjedés esetén épületek hangárnyékoló hatását jelentősen csökkentheti a szél, ill. a hőmérsékleti inverzió hatása. Szintén csökken a beiktatási veszteség, ha a zajárnyékoló fal forrás oldalán a pontszerű zajforrást inkoherens vonalsugárzóra (vonal mentén felfűzött, szorosan egymás mellett elhelyezett pontforrások) cseréljük.

1.9.4.2 Zajcsökkentés falakkal határolt térben

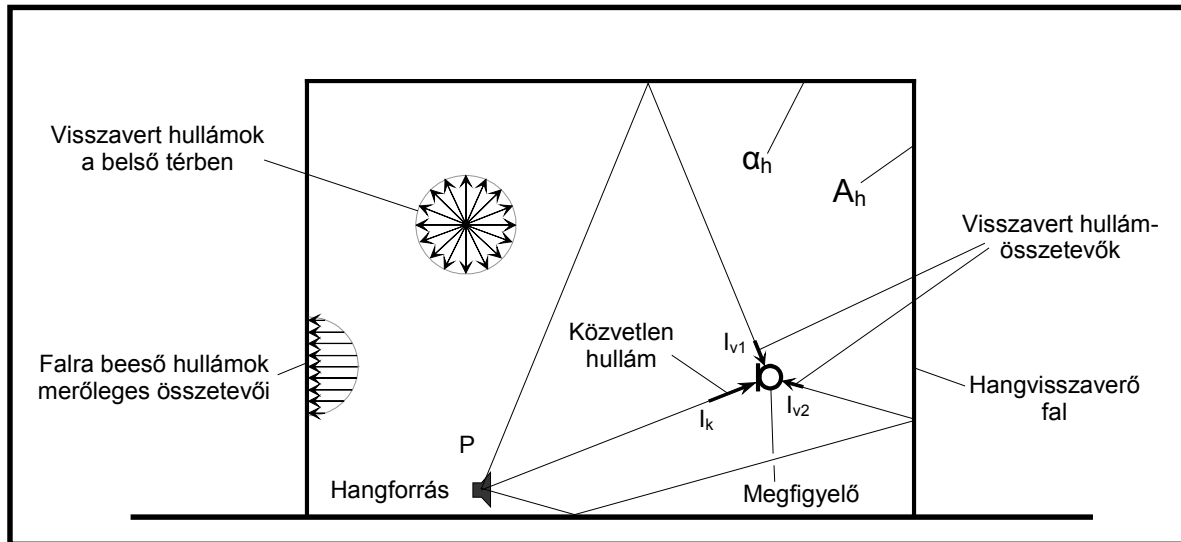
Mielőtt belekezdenénk a falakkal határolt térben alkalmazható zajcsökkentési módszerek ismertetésébe, egyszerű energetikai akusztikai modellt mutatunk be határolt terek hangterének számítására. A levezetett összefüggés segítséget nyújt a helyiségekben, csarnokokban alkalmazható zajcsökkentési módszerek kiválasztásánál.

1.9.4.2.1 Hangterek számítása falakkal határolt térben

Egy nagy méretű, kockaszerű helyiségben, a megfigyelési pontban hanghullámok egyrészt közvetlenül a hangforrásból, másrészt a határoló falakon a többszörös visszaverődésekből kialakult visszavert hangtérből érkeznek (a modell szempontjából nagy méretűnek tekinthető a helyiség, ha a térfogata nagyobb, mint 200 m^3 , ill. kockaszerű, ha a rövidebb vízszintes élhossza és a belső magassága nagyobb, mint a hosszabb vízszintes élhossz $1/3$ -a). Így a **99** bemutatott módon a megfigyelési pontban a hangbesugárzás eredő intenzitása a közvetlen hangtér intenzitásának (I_k) és a visszavert hangtér intenzitásának (I_v) az összege:

191. képlet. $I_e = I_k + I_v$.

Pontszerű hangforrás esetén a közvetlen hangtéri intenzitást a **174. képlettel** kapjuk meg. A visszavert hangtér intenzitását energetikai akusztikai modell segítségével határozzuk meg. Ebben a hang hullámtermészetét erősen lekorlátozzuk, és a hangsugarat egy energiaszállító csóvának tekintjük. Ez az energia nyaláb, ha a terjedését akadályozó határoló felületekhez érkezik, egyrészt visszaverődik, másrészt elnyelődik.



99. ábra A hangtér összetevői hangvisszaverő falakkal határolt térben

Tételezzük fel, hogy a helyiség fala viszonylag jó hangvisszaverő tulajdonságú. Ebben az esetben a zajforrás felől a falak irányába induló hangsugarak számos alkalommal verődnek vissza, amíg az intenzitásuk jelentősen lecsökken. A falakról visszaverődött hangsugarak összességét visszavert hangtérek nevezük. A kockaszerű tér belsejében folyamatosan működő, és a tér minden irányában sugárzó zajforrás jól kiegyenlített, úgynevezett diffúz visszavert hangteret hoz létre. A tökéletesen diffúz hangtér tetszőlegesen kiválasztott pontjában a pillanatnyi hangintenzitás vektorok megfelelően hosszú időtartamra vonatkozó átlaga nulla. Ennek az oka az, hogy a számos visszaverődés miatt megfelelő idő elteltével minden egyes intenzitás vektornak keletkezik egy ellentett párja. Más megfogalmazásban a tökéletesen diffúz hangtérben a térfogati energiasűrűség a helytől függetlenül állandó. Tételezzünk fel egy A belső felületű kockaszerű helyiséget. A falak átlagos hangelnyelési tényezője α . A hangterjedés során kialakuló dissipatív veszteségeket elhanyagoljuk, ezért állandósult állapot esetén a visszavert hangtérbe belépő és kilépő hangteljesítmények egyenlők. A visszavert hangtér számára a bevezetett hangteljesítmény a hangforrásból az első visszaverődés után a hangtérbe visszajutó hangteljesítmény, míg az elvezetett hangteljesítmény a falakon kialakuló elnyelődés révén távozó hangteljesítmény:

192. képlet. $P(1 - \alpha) = I_{fm} \alpha A,$

ahol: I_{fm} a falra merőlegesen beeső intenzitás átlagértéke. A diffúz hangtér egy belső pontjában a hangintenzitás vektorok a tér minden irányából érkehetnek. Képzletben gyűjtjük össze, és kezdőpontjuknál fogva helyezük el a vektorokat a vizsgált pontban. Megfelelő idő elteltével az összegyűjtött vektorok burkolófelülete egy gömböt képez (99). Geometriai analógia segítségével belátható, hogy a visszavert hangtér belsejéből a falfelületre merőlegesen beeső átlagos hangintenzitás és a belső tér átlagos intenzitásának aránya a kör (gömb falra merőleges vetületi felülete) és ugyanolyan sugarú gömb felületének arányával egyezik meg:

193. képlet. $\frac{I_v}{4} = I_{fm}.$

Helyettesítsük be a *193. képletet* a *192. képletbe*, és fejezzük ki belőle a visszavert hangtér átlagintenzitását:

$$194. \text{ képlet. } I_v = \frac{4P(1-\alpha)}{\alpha A}.$$

Bevezetve a teremállandó, R_T kifejezését:

$$195. \text{ képlet. } R_T = \frac{\alpha A}{1-\alpha}.$$

A visszavert hangtér átlagintenzitása a teremállandó kifejezésével:

$$196. \text{ képlet. } I_v = \frac{4P}{R_T}.$$

Helyettesítsük be a *191. képletbe* a közvetlen hangtér intenzitásának *174. képlet)* és a visszavert hangtér átlagintenzitásának (*196. képlet)* kifejezéseit:

$$197. \text{ képlet. } I_e = P \left(\frac{D}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_T} \right).$$

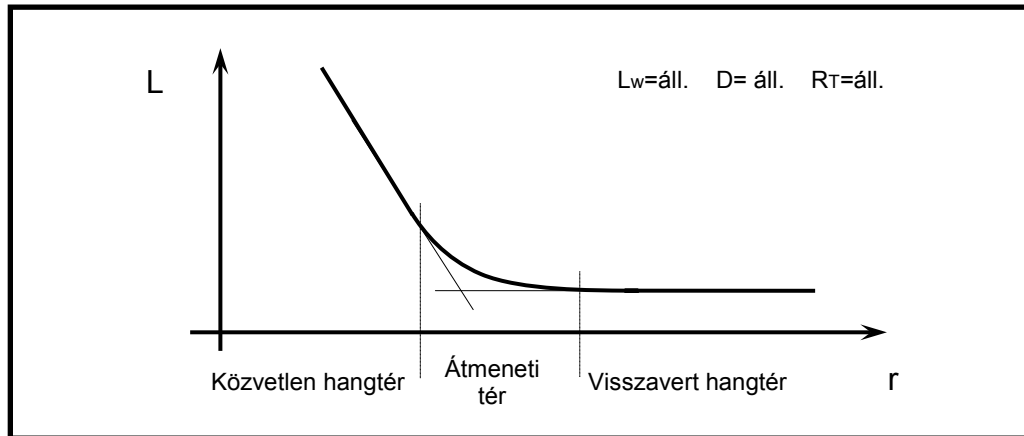
Feltételezve, hogy a hangforrástól mért távolság, r elegendően nagy, a hanghullámok közelítőleg síkhullámnak tekinthetők:

$$198. \text{ képlet. } \frac{p_{eff}^2}{\rho a} = P \left(\frac{D}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_T} \right).$$

A mennyiségeket szintekben kifejezve a nagy méretű, kockaszerű helyiségben elhelyezett L_w hangteljesítményszintű hangforrástól r távolságban mérhető L hangnyomásszint:

$$199. \text{ képlet. } L = L_w + 10 \lg \left(\frac{D}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_T} \right).$$

A **100** állandó hangteljesítményszint, sugárzás irányítási tényező és teremállandó mellett a hangnyomásszint *199. képlet* szerinti változását mutatja a távolság függvényében. A zajforráshoz közel, kis távolság esetén a közvetlen hangtér a meghatározó. Pontszerű hangforrás esetén a távolság duplázásával 6 dB-t csökken a hangnyomásszint. Feltételezve, hogy a hangforrás által kibocsátott hangteljesítményen nem lehet változtatni, a közvetlen hangtérben zajcsökkentésre a távolság növelésével, vagy például tokozással nyílik lehetőség.



100. ábra A hangnyomásszint változása a távolság függvényében határolt térben

A hangforrástól mért távolság növelésével a közvetlen hangtér rohamosan gyengül, és a távolságtól független, visszavert hangtér válik meghatározóvá. Visszavert hangtér dominanciája esetén zajcsökkentést a belső felület és a hangelnyelési tényező növelésével érhetünk el. Határolt térben a közvetlen hangtér dominanciája esetén a falak hangelnyelő képességének növelésével nem érünk el zajcsökkentő hatást.

1.9.4.2.2 Zajvédő tokozás

A zajvédő tok a zajforrást hanggátló falszerkezettel minden irányból körbe véve, légtömören választja el a védett tértől. A tokozás a zajterjedés megakadályozásával elvégezhető zajcsökkentés egyik leghatékonyabb eszköze. Szabad és falakkal határolt terekben elhelyezett zajforrások esetén egyaránt alkalmazható. Tokozást olyan esetekben alkalmazunk, amikor a zajforrás geometriai mérete, ill. működése lehetővé teszi a teljes beborítást.

1.9.4.2.3 Zajvédő tok beiktatási veszteségének meghatározása

A zajvédő tok beiktatási veszteségén ugyanabban a pontban a tok nélkül és a tokkal mért hangnyomásszintek különbségét értjük. A beiktatási veszteséget a falakkal határolt hangterek számításánál is alkalmazott energetikai akusztikai modell segítségével határozzuk meg:

200. képlet. $\Delta L_{bt} = L_{tok\ nélkül} - L_{tokkal}$ [dB].

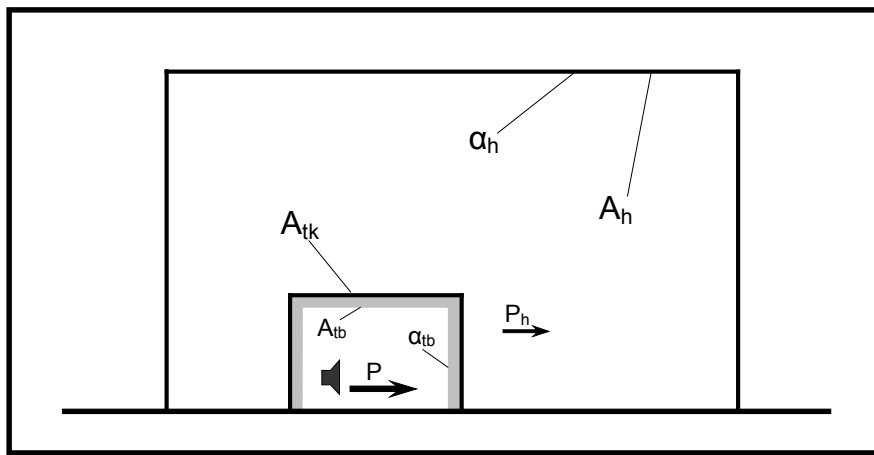
A modell pontosságát kedvezőtlenül befolyásolja, hogy a zajforrás által kibocsátott hangok hullámhossza összemérhető a tok méretével, így a diffúz hangtér kialakulásához szükséges statisztikusan kiegyenlített visszaverődések nem alakulnak ki. Mérési eredményekkel bizonyítható, hogy a számítási módszer az esetek többségében a mérnöki gyakorlatban elfogadott pontossági határon belül ad eredményt. A számítás során adott hangteljesítményű hangforrást helyezünk el egy helyiségben, és meghatározzuk a kialakuló átlagos visszavert hangtéri intenzitás nagyságát tok nélkül és tokkal. A visszavert hangtéri

intenzitások hányadosát szintes írásmóddal felírva a keresett beiktatási veszteség meghatározható.

Zajvédő tok nélkül, a P hangteljesítményű zajforrás által az R_{Th} teremállandójú helyiség belső terében létrehozott visszavert hangtér átlagintenzitása a 196. képletnek megfelelően:

$$201. \text{ képlet. } I_v = \frac{4P}{R_{Th}}.$$

A teremállandó számításához α_h az átlagos hangelnyelési tényező a helyiség belső felületén, A_h a helyiség belső felülete (101).



101. ábra Zajforrás csendesítése zajvédő tokkal

Tokkal körülvett hangforrás esetén az intenzitás számításához a tokon – falán keresztül – a helyiségbe jutó hangteljesítményt kell meghatározni. Tokon belül kialakuló közvetlen hangtér és a disszipáció elhanyagolásával állandósult állapotban a tok belső terébe az első visszaverődés után visszajutó és a belső felületen elnyelt hangteljesítmények egymással megegyeznek:

$$202. \text{ képlet. } P(1 - \alpha_{tb}) = I_{tb,f} A_{tb} \alpha_{tb},$$

ahol: α_{tb} az átlagos hangelnyelési tényező a tok belső felületén, A_{tb} a tok belső felülete a 101 megfelelően. Az összefüggésből meghatározható a tok belső felületére eső hangintenzitás ($I_{tb,f}$). Ennek ismeretében a tok fal hangátvető képesség (τ), és a tok külső felületének (A_{tk}) felhasználásával meghatározható a tok jelenlétében a helyiségbe bejutó hangteljesítmény (P_h). A tok belső felületére vonatkozó teremállandó (R_{Ti}) bevezetésével:

$$203. \text{ képlet. } P_h = I_{tb,f} \tau A_{tk} = \frac{P(1 - \alpha_{tb})}{\alpha_{tb} A_{tb}} \tau A_{tk} = \frac{P}{R_{Ti}} \tau A_{tk}.$$

A tokkal körülvett zajforrás esetén a helyiségben kialakuló átlagos visszavert hangtéri intenzitás (I_{vt}):

204. képlet.
$$I_{vt} = \frac{4P\tau A_{tk}}{R_{Th}R_{Ti}}$$

A tok nélkül és a tokkal körülvett zajforrás esetén a helyiséget egyaránt levegő tölti meg. Így a két esetre vonatkozó intenzitások hányadosa, az effektív hangnyomás négyzetek hányadosával egyenlő:

205. képlet.
$$\frac{p_{eff\ v}^2}{p_{eff\ vt}^2} = \frac{I_v}{I_{vt}} = \frac{4P/R_{Th}}{4 \cdot PA_{tk}\tau/R_{Th}R_{Ti}} = \frac{1}{\tau} \frac{R_{Ti}}{A_{tk}}$$

Szintekkel felírva a tok beiktatási vesztesége (ΔL_{bt}):

206. képlet.
$$\Delta L_{bt} = 10 \lg \frac{1}{\tau} + 10 \lg \frac{R_{Ti}}{A_{tk}}$$

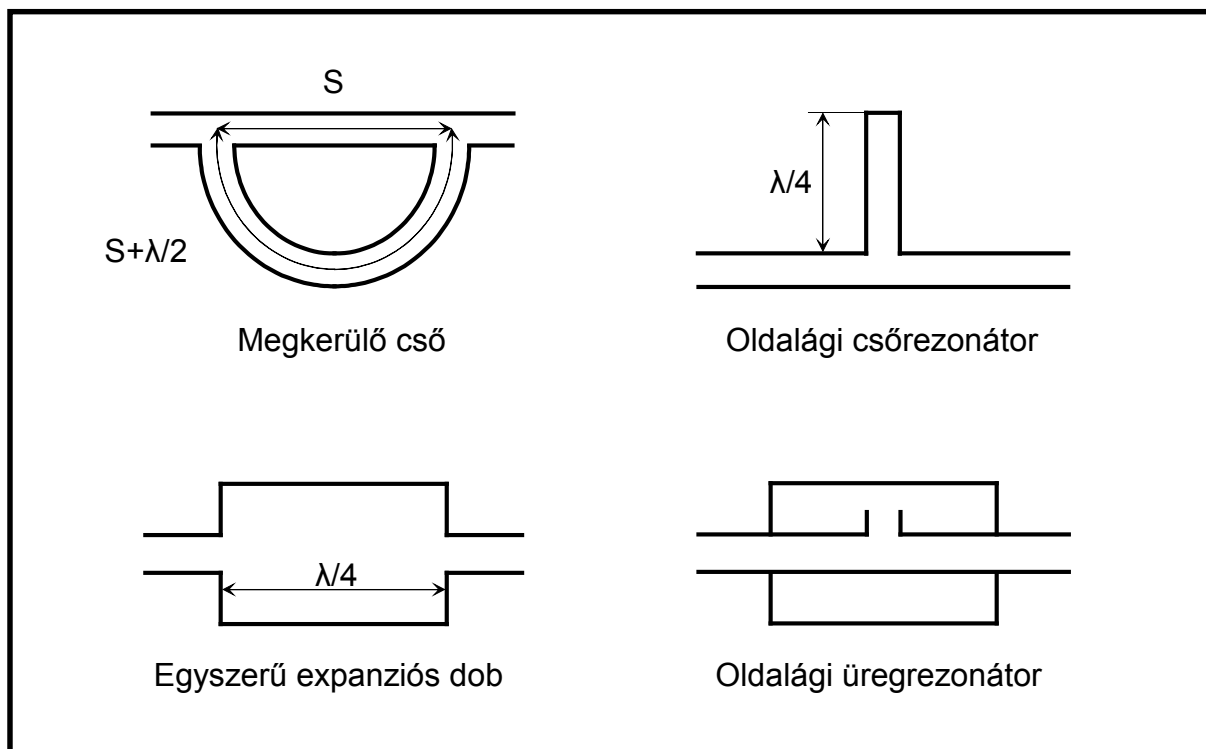
A levezetett összefüggés alapján a zajvédő tok beiktatási vesztesége nagy, ha a tok falának kicsi a hangátvezetési tényezője (nagy a hanggátlása), nagy a tok belső terének teremállandója (nagy a belső felület és hangelnyelési tényező), ill. kicsi a tok külső felülete. A tok falának kialakításánál a nagy hangelnyelés és kis hangátvezetés egyszerre akkor biztosítható, ha nagy a tok falában a hangterjedési veszteség. Ezért a tok falát szendvics szerkezetűre kell készíteni. A rétegrend legfontosabb elemei, a nagy merevségű és tömegű lemez (például acéllemez), rezgéscsillapító réteg (például nagy belső sűrűségű, vastag gumiréteg) a lemezre ragasztva, ill. porózus hangelnyelő anyag. A tok belső részén a teremállandó megnövelése érdekében a porózus hangelnyelő anyagot minden esetben a tok belsejében kell elhelyezni. Kedvezően befolyásolja a beiktatási veszteség értékét, ha a tok belső felülete nagy, külső felülete kicsi. A tok belső felületét hullámos, ékes kialakítással lehet növelni. Elsősorban téglatest vagy kocka alakú toknál a külső, védett térbe sugárzó felület csökkentése érdekében a tokot a helyiség élében, esetleg sarkában célszerű elhelyezni. Jól megépített tok esetében a fal légtömören veszi körbe a zajforrást. Ha a zajforrás olyan berendezés, amely hőt termel, annak hűtéséről gondoskodni kell. A hűtőlevegő be- és elvezetéséhez, vagy esetlegesen más technológiai okból (például munkadarab be és kirakodás) készített kivágásokat olyan hangtompítóval kell felszerelni, amelynek hanggátlása közelítőleg megegyezik a tok falának hanggátlásával. A tok belsejében elhelyezett berendezés karbantarthatósága érdekében a tokot leemelhetőre kell készíteni, vagy az oldalfalán szerviz ajtót kell kialakítani.

1.9.4.3 Zajcsökkentés csövekben, csatornáknban

Csatorna hangtompítót csövekben, csatornáknban a zaj terjedésének megakadályozására építünk be. A jó csatorna hangtompítót kis áramlási ellenállás és nagy hanggátlás jellemzi. A hangtompítók működési elvük szerint csoportosítva reaktív, ill. elnyeléses típusúak lehetnek.

1.9.4.3.1 Reaktív hangtompítók

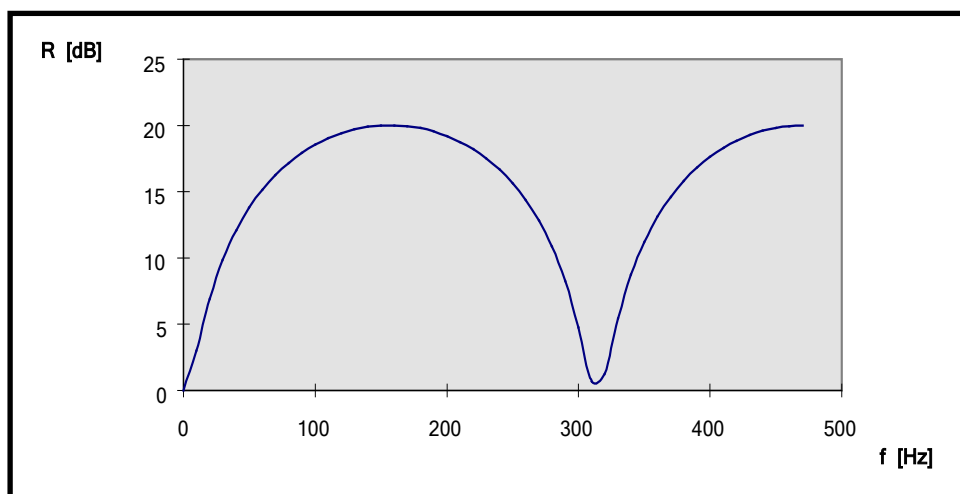
A reaktív hangtompítók általában fémlémezből készült csatornaelemek, hirtelen keresztmetszet változásokkal, becsatlakozó üregekkel és egyéb kialakításokkal. Hanggátlásukat visszaverődés, rezonancia során keletkező súrlódási veszteség és kioltási interferencia okozhatja. Jellegzetes egyszerű reaktív hangtompítók az oldalági rezonátor, az expanziós dob és a megkerülő cső vázlatos rajza a **102** látható. A gyakorlatban a reaktív hangtompítók a felsorolt egyszerű kialakítások összetételei. A reaktív hangtompítók hanggátlása frekvenciafüggő. Előnyös tulajdonságuk, hogy érzéketlenek a csatornában szállított közeg minőségére. Megfelelő lemez anyag alkalmazásával kémiaileg agresszív, poros, vagy akár magas hőmérsékletű közeg is átvezethető a hangtompítón. A reaktív hangtompítók általában elegendően szilárdak ahhoz, hogy nagyobb áramlási sebességet is károsodás nélkül elviseljenek. Ennek ellenére a hangtompítóban az átlagos áramlási sebesség ritkán haladja meg a 20-30 m/s értéket. A nagyobb áramlási sebesség csökkentheti a hangtompító hanggátlását és a tagolt belső felületén áramlási eredetű zajt okozhat. Reaktív hangtompítót használunk például gépjárművekben a belsőégésű motorok kipufogási zajának csökkentésére.



102. ábra Különböző egyszerű reaktív hangtompítók vázlatos rajza

1.9.4.3.2 Egyszerű expanziós dob

A csatornához képes megnövelt keresztmetszetű, csatornába iktatott, véges hosszúságú elemet egyszerű expanziós doboknak nevezzük. Az expanziós dob jellegzetes típusa a reaktív hangtompítóknak. Az expanziós doboknál a keresztmetszet növekedést és csökkenést ugrásszerűen alakítjuk ki. A hirtelen keresztmetszet-változásoknál a beeső hanghullám visszavert és továbbhaladó összetevőkre válik szét. Nagy hanggátlás a hangtompító hosszának négyszeresével megegyező hullámhosszhoz tartozó frekvencián adódik először. Ennek az a magyarázata, hogy a második keresztmetszet-változásról visszaverődő hanghullám a hangtompító hosszát oda-vissza megtéve fél hullámhosszal tolódik el az első keresztmetszet-változásnál tartózkodó hullámhoz képest. Az egymáshoz képest fél hullámhossz különbséggel találkozó összetevők között kioltási interferencia alakul ki (**103**).



103. ábra Egyszerű expanziós dob hanggátlása a frekvencia függvényében ($m=20$, $s=0.6$ m, $a=380$ m/s)

A hanggátlás az egyes keresztmetszet ugrásoknál felírt áramlási alapegyenletekből levezetett matematikai modell alapján határozható meg. A részletek bemutatása nélkül az egyszerű expanziós dob hanggátlása (R_e):

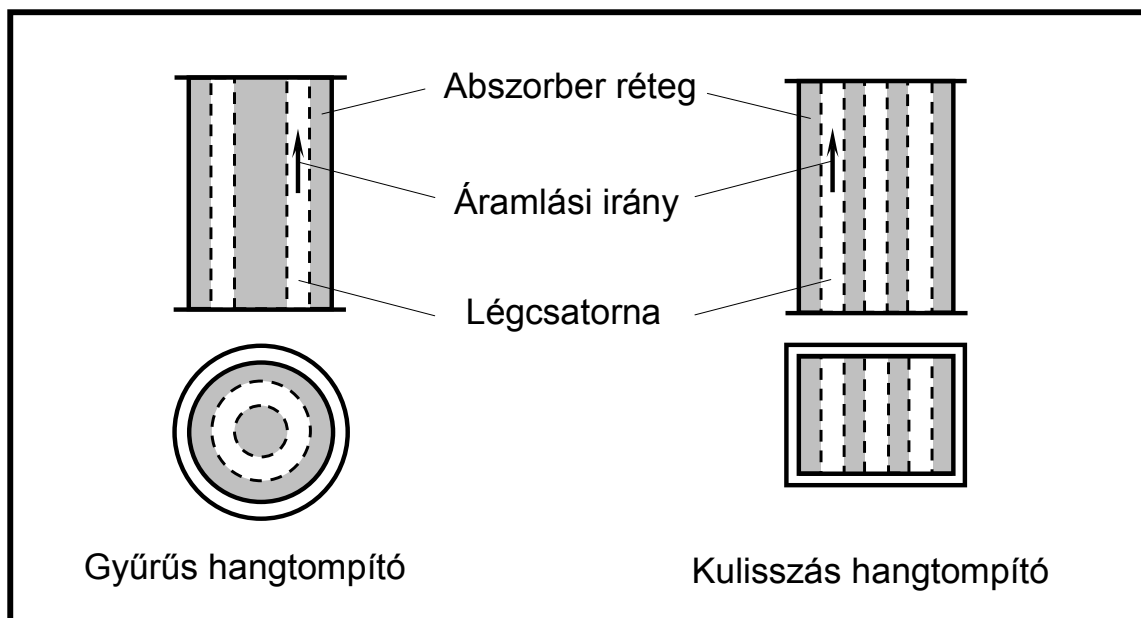
$$207. \text{ képlet. } R_e = 10 \cdot \lg \frac{1}{\tau_e} = 10 \cdot \lg \left(1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 \frac{2\pi s}{a} f \right),$$

ahol: τ_e az expanziós dob hangátvezetési tényezője, m a kibővített és az eredeti csatorna keresztmetszetek hányadosa, s a dob hossza, a a hangsebesség, f a frekvencia. Meghatározott m érték esetén a 207. képlet legnagyobb értékei a sinus argumentumában $\pi/2$, ill. annak páratlan, egész számú többszöröseinek helyettesítésénél adódnak. Ennek alapján az egyszerű expanziós dob legnagyobb hanggátlásai $a/4s$ frekvencián és páratlan egész számú többszöröseinél adódnak. Ezekről eltérő értékeknél jelentősen lecsökken a hanggátlás.

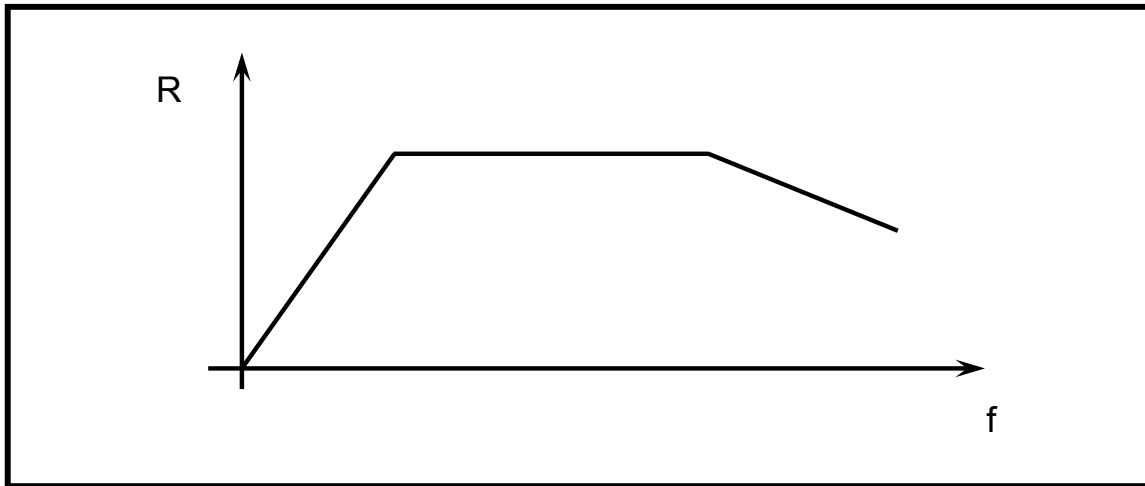
1.9.4.3.3 Elnyeléses hangtompítók

Az elnyeléses (abszorberes) hangtompítók olyan sajátosan kialakított csatornaszakaszok, amelyekben egymástól megfelelő távolságban, párhuzamos helyzetű, porózus hangelnyelő anyagrétegek helyezkednek el. A porózus hangelnyelő rétegek között szabad áramlási keresztmetszet található. A gyakorlatban használt két legfontosabb típus vázlatos rajza, a kör keresztmetszetű gyűrűs és a négyzet vagy téglalap keresztmetszetű kulisszás hangtompító a **104** látható.

Az elnyeléses hangtompítók hanggátlását a bennük elhelyezett porózus szerkezetű anyagban (például szálas szerkezetű üveg- vagy kőzetgyapot, nyitott cellás habszivacs) a hangterjedés során kialakuló súrlódási veszteség okozza. Az elnyeléses hangtompítók széles frekvencia tartományban hatásosak. A **105** egy tipikus frekvencia-hanggátlás jelleggörbét mutat. A hanggátlást kis frekvencián a beépített hangelnyelő anyag véges vastagsága, nagy frekvencián az úgynevezett sugaras átlövés korlátozza. A hangelnyelő anyag ott okoz nagy veszteséget, ahol nagy a részecske sebesség. Merev határoló csatorna falfelület feltételezésével a részecskesebesség a faltól negyed hullámhossz távolságban a legnagyobb. Így például 20 °C hőmérsékletű, levegőben terjedő, 100 Hz frekvenciájú hang hullámhosszának negyede 858 mm. Feltételezve, hogy az elnyeléses hangtompítóban egymás mellett több hangelnyelő réteg is helyet foglal, közöttük a levegő számára átjárható csatornákkal, reális méretek mellett, kis frekvencián a nagy hanggátlású hangtompítóhoz szükséges elnyelő anyag vastagság nem biztosítható. A hangtompítóknál kialakuló sugaras átlövést az okozza, hogy a terjedést akadályozó objektumhoz képest a jóval kisebb hullámhosszú hangok elhajlási képessége jelentősen csökken. Ez azt eredményezi, hogy a hangtompító be- és kilépő keresztmetszete között közvetlen terjedési úton haladó (és a környező határoló elemeket nem érintő) nagy frekvenciájú hanghullámok kis oldalirányú elhajlása miatt, gyakorlatilag veszteség mentesen haladnak át a hangtompítón.



104. ábra Gyűrűs és kulisszás hangtompítók vázlatos rajza



105. ábra Elnyeléses hangtompító hanggátlása a frekvencia függvényében

Az elnyeléses hangtompítók igen érzékenyek az áramló közeg tisztaságára. A hangtompítóba bejutó nedvesség és por a hangelnyelő réteget eltömítheti, fokozott hőhatásra a szálak szerkezet összeroskad. A porózus szerkezet elromlása miatt az elnyelő anyagban lecsökken a hangterjedési veszteség, amely a tompító hanggátlásának csökkenését okozza. A porózus szerkezetű anyagot az áramlás felületi koptató hatásától perforált lemezzel és üvegfátyol borítással védjük meg. Elnyeléses hangtompítókat széles körben alkalmazunk az épületgépészetben csatornában terjedő hangok csendesítésére.

2 Rezgésvédelem

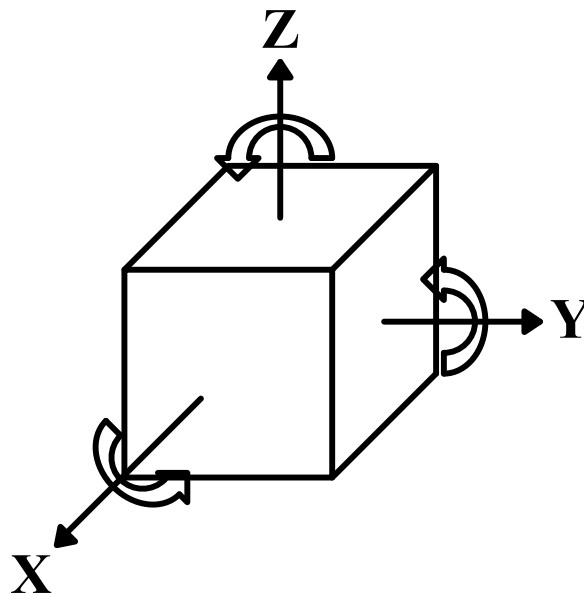
2.1 Rezgéstani alapfogalmak (Czupy Imre, Horváth Béla)

Nyugat-magyarországi Egyetem

2.1.1 Mechanikai rezgések

Definíció szerint a mechanikai rezgés olyan időben lejátszódó folyamat, amelynek során egyes rezgésjellemzők nagysága periodikusan változik (növekszik, ill. csökken).

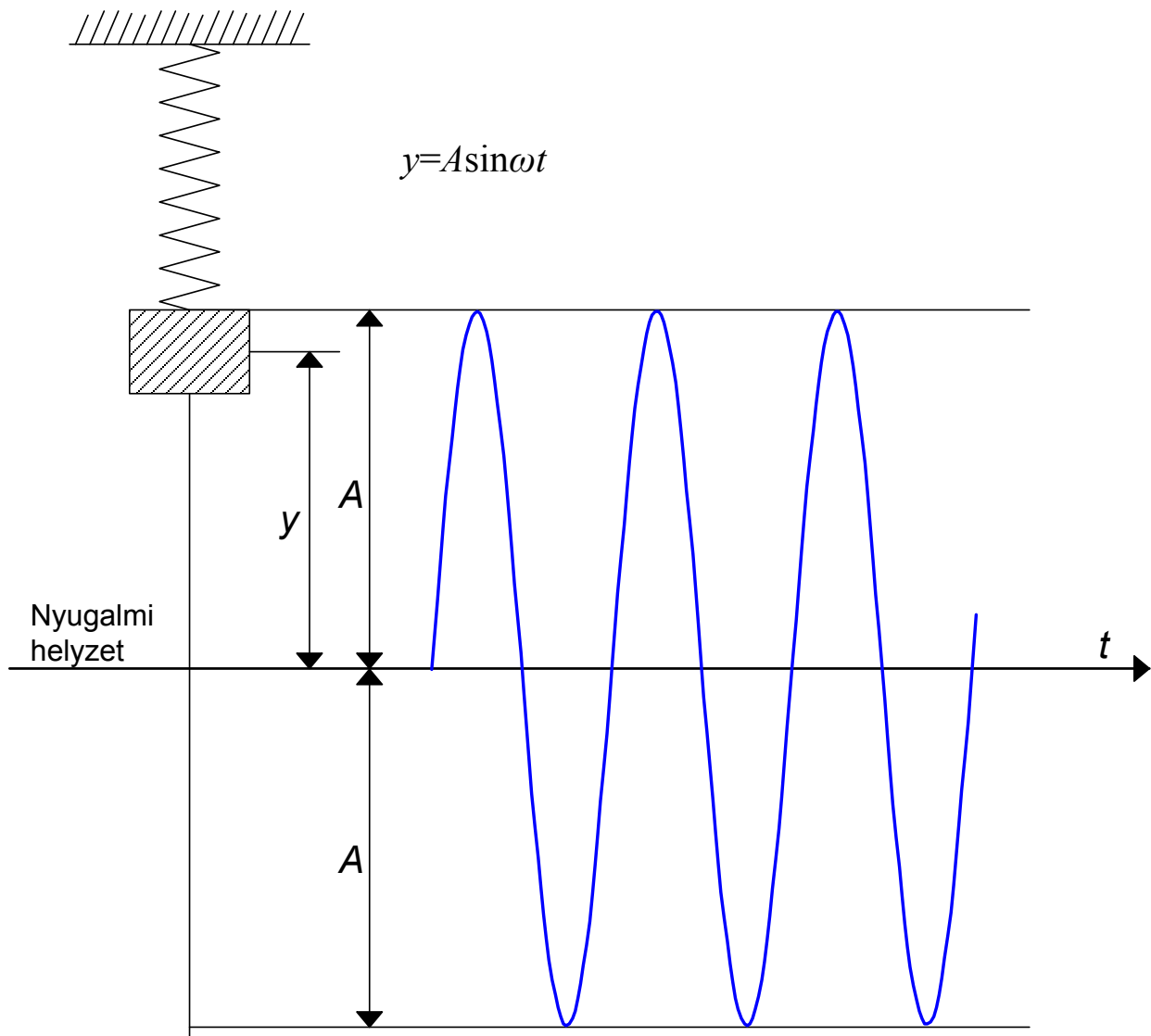
A gépelemek rezgőmozgásának leírása bonyolult feladat. Egy térbeli mozgást végző merev test (melynek pontjai egymáshoz viszonyított helyzetüket nem változtatják meg) hat szabadságfokkal rendelkezik (a térbeli derékszögű koordinátarendszer tengelyei mentén elmozdulhat, ill. el is fordulhat), ahogy azt a **106** mutatja.



106. ábra Térbeli merev test lehetséges mozgásai

Tovább nehezíti a helyzetet, hogy a dinamikai rendszer tömegeinek mozgása lehet egyszerű vagy összetett. A legegyszerűbb mozgás az egyenes vonalú egyenletes mozgás (haladás), valamint az álló tengely körüli elfordulás. Egy merev test kiválasztott pontjának, rendszerint a súlypontjának pillanatnyi helyzetét skaláris koordinátákkal, helyvektorral, vagy komplex mennyiségek képzetes részével adhatjuk meg. Véges szabadságfokú rendszer vizsgálata esetén annyi helyzetjellemzőt kell felvennünk, amennyi a szabadságfokok száma.

A mechanikai rezgéstani alapfogalmak tárgyalásánál a jobb érthetőség kedvéért tekintsük egy merev test síkbeli haladó mozgását, amely az elmondottak szerint egy szabadságfokkal rendelkezik. Ilyen rezgőmozgást végez például egy tekercsrugóra függesztett tömeg, amelyet nyugalmi helyzetéből kimozdítva magára hagyunk (**107**). Ha a kitérés nagysága az idő szinusz függvénye szerint változik, akkor a rezgőmozgás legegyszerűbb fajtájához, a harmonikus rezgéshez jutunk.



107. ábra Tömeg egy szabadságfokú rezgése

[SZALAY B.: Fizika;1964; Budapest; Műszaki Könyvkiadó;.]

A **107** szerint a kitérés pillanatnyi értéke az alábbiak szerint írható fel:

1. képlet. $y(t) = A \sin(\omega t),$

ahol: A a rezgés amplitúdója, vagyis a rezgő test egyensúlyi helyzetétől mért legnagyobb kitérése, ω pedig a körfrekvencia. A rezgés körfrekvenciája a következőképpen határozható meg:

2. képlet. $\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f .$

Fentiek alapján az **1. képlet**:

3. képlet. $y(t) = \sin \frac{2\pi}{T}t$

alakban is felírható.

Itt: T a rezgésidő vagy periódusidő, amely egy teljes rezgés megtételéhez szükséges időtartamot jelöl és f a frekvencia, vagyis a másodpercenkénti rezgésszám, mértékegysége a hertz (Hz). A frekvencia és a rezgésidő egymás reciprokaként állítható elő:

4. képlet. $f = \frac{1}{T}$, ill. $T = \frac{1}{f}$.

A **107** bemutatott rezgéskép akkor alakulhat ki, ha rendszerünk csillapítatlan, vagyis ha a mozgás során fellépő energiavesztéseket kívülről pótolva gondosodunk a rezgés fenntartásáról. Ekkor a kialakuló rezonancia frekvenciát, vagy más néven a rendszer sajátfrekvenciáját a következő összefüggés szerint határozzuk meg:

5. képlet. $f_0 = \frac{1}{2\pi\sqrt{mc}}$,

ahol: m a rezgőmozgást végző tömeg, c pedig arányossági tényező, az ún. rugóállandó (m/N).

Az **1. képlet** csak abban az esetben írja le a rezgőmozgás kitérését, ha $t=0$ időpillanatban a tömeg egyensúlyi helyzetben van. Ha a tömeg helyzete a kezdeti ($t=0$) időpontban tetszőleges, akkor t idő elteltével a kitérés:

6. képlet. $y(t) = A \sin(\omega t + \varphi)$.

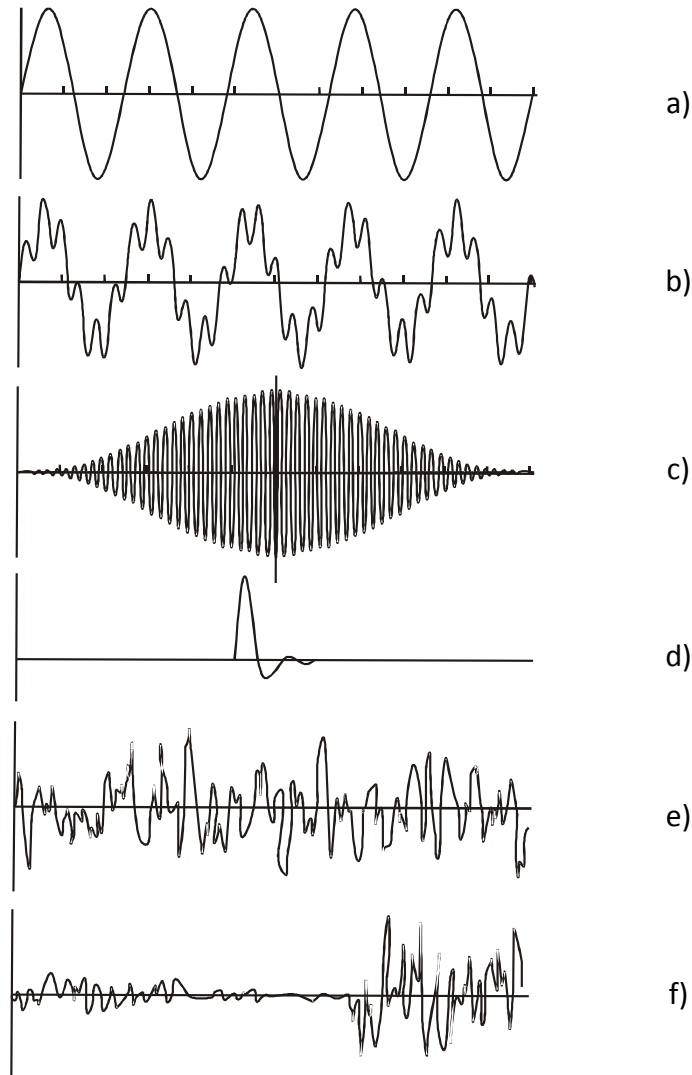
Vagyis a $t=0$ (kezdeti) időpontban a kitérés:

7. képlet. $y_0 = A \sin \varphi$,

ahol: φ a fázisállandó, amely megadja a rezgőmozgást végző test helyzetét a kezdeti, $t=0$ időpillanatban.

Egyszerű rezgések vizsgálatakor könnyű $\varphi=0$ értéket választani, azonban ha a mozgás összetett, vagy több, egyidejűleg ható rezgést vizsgálunk, akkor figyelembe kell vennünk a fázisviszonyokat is.

Mint már említettük, a periodikus rezgések legegyszerűbb fajtája a harmonikus (szinuszos) rezgőmozgás. Ezen kívül természetesen számos egyéb rezgésformát ismerünk, melyek lengésképét a *Hiba! A hivatkozási forrás nem található.* mutatjuk be.



108. ábra Jellegzetes rezgések időfüggvényei

[HARRIS C. M. - CREDE C. E.: *Shock and vibration handbook*; 1976; New York; McGraw - Hill;.]

A rezgőmozgások lehetnek:

- determinisztikusak vagy
- véletlenszerűek.

A determinisztikus rezgések további csoportosítás szerint:

- periodikusak vagy
- nem periodikusak.

A periodikus rezgésekhez soroljuk a harmonikus (szinuszos), ill. a többszörösen harmonikus (multi-szinuszos) rezgéseket. A nem periodikus rezgések szintén tovább csoportosíthatók, ide tartoznak a tranziens, valamint a lökészerű rezgések. A véletlenszerű rezgések csoportját pedig az állandósult és a nem állandósult rezgések képezik. A *Hiba! A hivatkozási forrás nem található.* sorrendben az alábbi rezgések kitérés-idő függvénye látható:

- harmonikus (szinuszos) (**a**),
- többszörösen harmonikus (multi-szinuszos) (**b**),
- tranziens (**c**),
- lökészerű (**d**),

- véletlen állandósult (stacionárius) (**e**),
- véletlen nem állandósult (nem stacionárius) (**f**).

A rezgőmozgás meghatározásához nemcsak a kitérés, hanem a sebesség és a gyorsulás időfüggvényének ismerete is szükséges. Ezek a függvények harmonikus rezgőmozgás esetén előállíthatók az ω szögsebességgel egyenletes körmozgást végző pontszerű test mozgás síkjára merőleges vetületének vizsgálatával, de egy általános fizikai törvényszerűség segítségével is. Ismeretes, hogy a sebesség nem más, mint a kitérés időfüggvényének adott pontban számított meredeksége. Ha tehát a kitérés időfüggvényének képezzük az idő szerinti differenciálhányadosát, a sebesség időfüggvényéhez jutunk:

$$8. \text{ képlet. } v(t) = \frac{dy}{dt}.$$

Hasonlóan, a gyorsulás időfüggvénye a sebesség időfüggvényének első, az út időfüggvényének pedig második deriváltjaként származtatható:

$$9. \text{ képlet. } a(t) = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2y}{dt^2}.$$

Csillapítatlan harmonikus rezgőmozgás esetén az időfüggvények:

$$10. \text{ képlet. } y(t) = A \sin(\omega t),$$

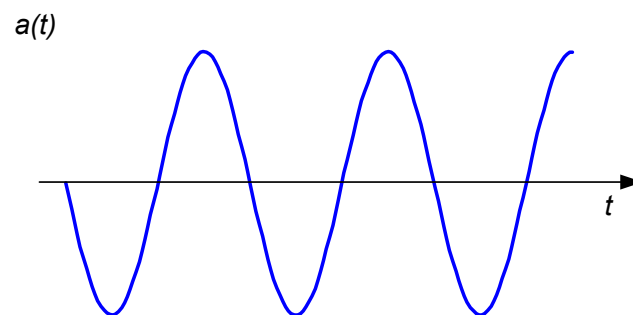
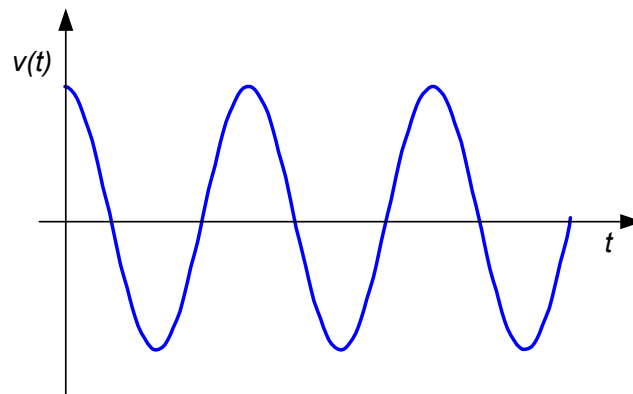
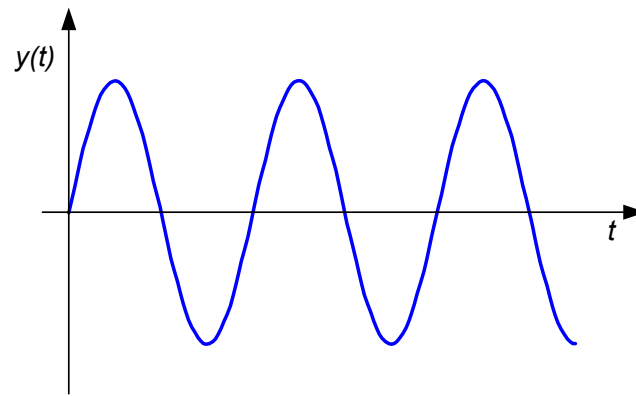
$$11. \text{ képlet. } v(t) = A \omega \cos(\omega t),$$

$$12. \text{ képlet. } a(t) = -A \omega^2 \sin(\omega t)$$

alakban írhatók fel, a függvények képét pedig a **109** mutatja. Az ábrán megfigyelhetjük, hogy csillapítatlan harmonikus rezgőmozgás esetén a kitérés függvényéhez képest a sebesség függvény 90° -os, a gyorsulás függvény pedig 180° -os fáziseltolással állítható elő. Rezgésvizsgálatokhoz általában a gyorsulás - idő függvényeket használjuk fel, két okból is. Egyrészt, mert a gyorsulás egyenesen arányos a tömegre ható tehetetlenségi erővel. Ha tehát adott tömeg esetén ismerjük a rezgés gyorsulás időfüggvényét, következtetni tudunk a rezgésérzetet kiváltó erő nagyságára is. A másik ok pedig mérés technikai: a rezgésméréseket többnyire gyorsulásérzékelőkkel végezzük.

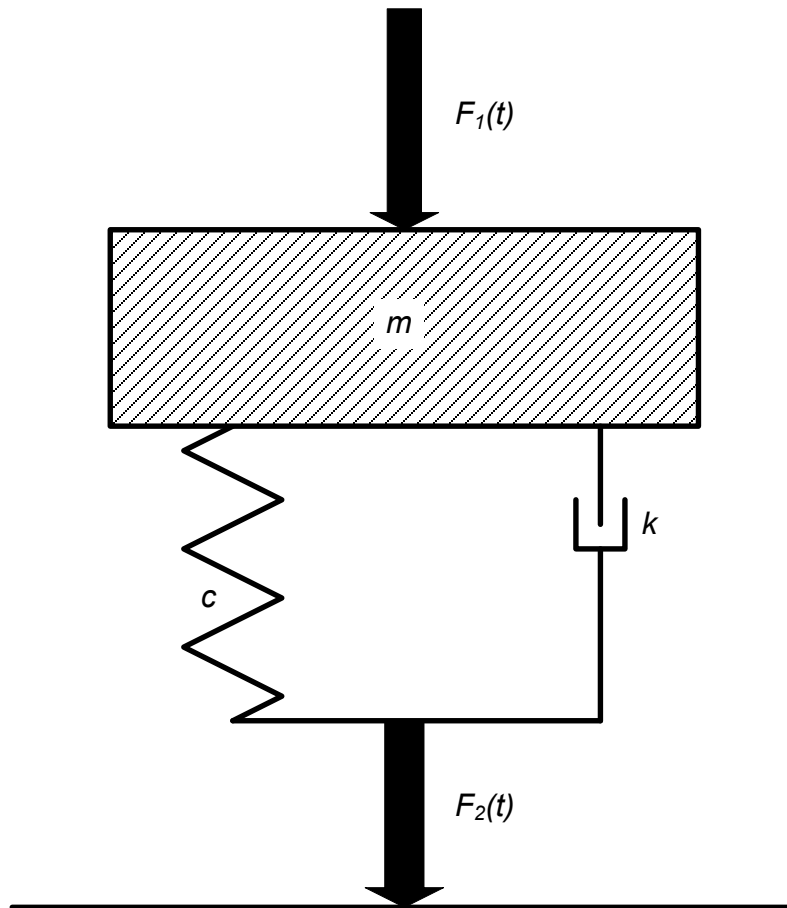
A definícióban megfogalmazott időben változó rezgésjellemzők mechanikai szempontból lehetnek elmozdulások vagy igénybevételek. Elmozdulás fogalmán a tömeg síkbeli, vagy térbeli eltolódását, ill. szögelfordulását, valamint ezek sebességét és gyorsulását értjük. Igénybevételek lehetnek a testre ható külső, vagy belső erők (húzás, nyomás), ill. nyomatékok (hajlítás, csavarás).

Ha a rendszert időben periodikusan változó külső erőhatás éri, gerjesztett rezgőmozgásról beszélünk, ellenkező esetben úgynevezett szabad mozgás jön létre.



109. ábra Rezgésjellemzők időfüggvénye

A műszaki gyakorlatban külső vagy belső erőhatás révén keletkezik minden mozgás. Az erő kifejtés többnyire időben változó folyamat, amely a mozgás leírására szolgáló differenciálegyenletben mint zavarótag szerepel. Ha a dinamikai rendszer valamelyik tömegelemére tetszőleges időfüggvénnyel jellemezhető erő vagy nyomaték hat, akkor erőerjesztésű rendszerről **(110)** beszélhetünk.



110. ábra Erőgerjesztésű rendszer

A **110** bemutatott rendszer rezgésforrásként viselkedik, mivel az m tömeget érő, $F_1(t)$ erőhatás által keltett rezgések átadódnak az alapra (szomszédos gépelemre). Általában arra törekszünk, hogy a:

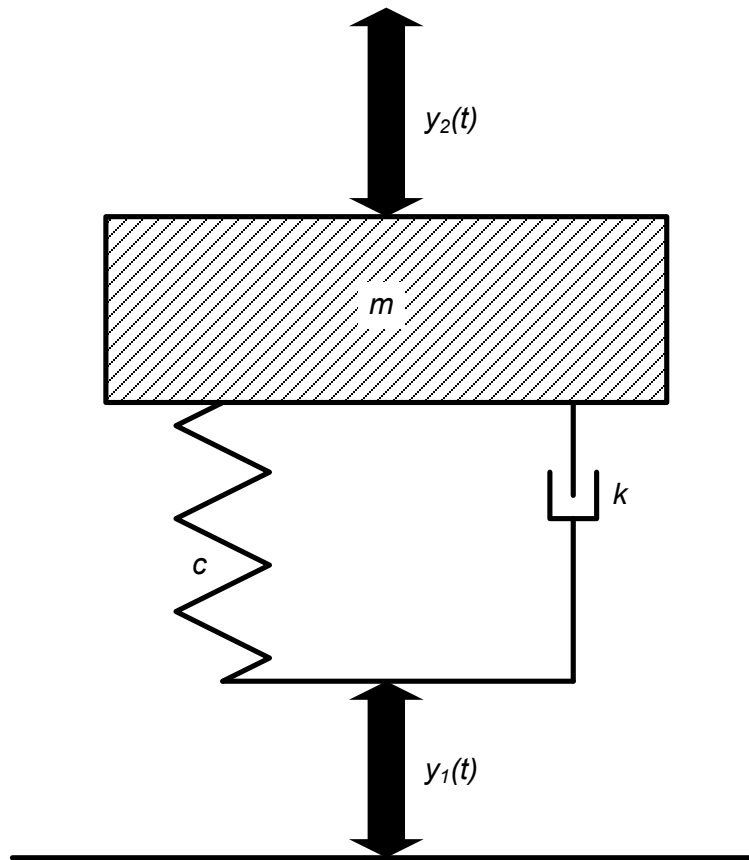
13. képlet.
$$K = \frac{F_2(t)}{F_1(t)}$$

átviteli tényező értéke a lehető legkisebb legyen. A tömeget lassan mozgatva, vagyis a rezonanciafrekvenciánál alacsonyabb frekvenciatartományban az m tömeg ellenállása a gerjesztőerővel szemben kisebb, mint a rugóé, ezért az $F_1(t)$ gerjesztőerő – a súrlódásból adódó veszteségektől eltekintve – változatlan nagyságban átadódik az alapra, az átviteli tényező értéke $K \approx 1$ körüli.

Ha a gerjesztőerő, vagy -nyomaték gyors mozgást vált ki, tehát a rezonanciafrekvenciánál magasabb frekvencián a tömeg ellenállása nagy, a rugót kisebb erőhatás éri, ezért az alapra átadódó rezgés csillapított lesz (a fogalom magyarázatát lásd később). Az átviteli tényező értéke $K < 1$.

A gerjesztés másik formája az ún. útgerjesztés, amikor a dinamikai rendszer valamely rugalmas elemének egyik végét időben változó módon mozgatjuk (**111**). A gerjesztő hatások következménye a tranziens rezgés, melynek rezgésképét a *Hiba! A hivatkozási forrás nem*

található. láthatjuk. Ha a gerjesztő hatás adott időközönként, periodikusan ismétlődik, akkor a tranziens folyamat lecsillapodása után a mozgás többnyire periodikus lesz.



111. ábra Útgerjesztésű rendszer

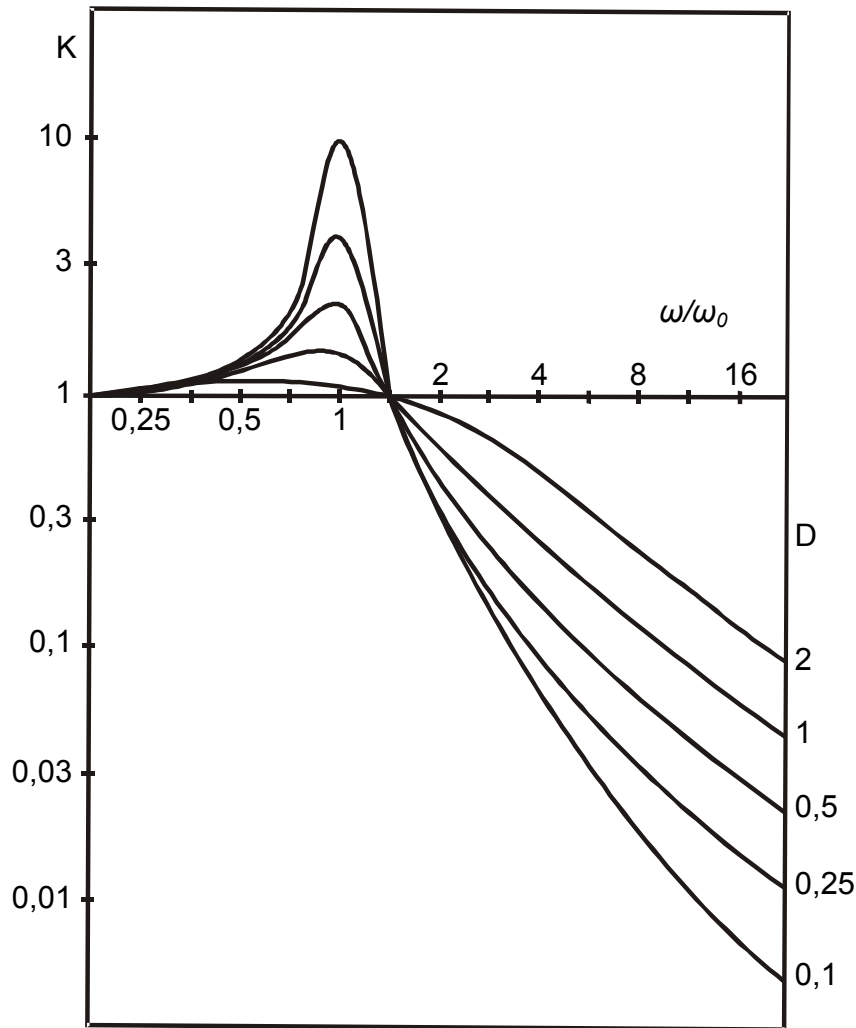
A **111** bemutatott útgerjesztésű rendszer alkalmassá tehető arra, hogy az alapról átadó rezgésektől megvédjük az m tömegű testet. Most arra törekszünk, hogy az m tömeg, és az alap kitérésének időfüggvényéből képzett átviteli tényezőt csökkentsük:

14. képlet.
$$K = \frac{y_2(t)}{y_1(t)}$$

Rezonanciafrekvencia alatti frekvenciákon ez esetben is csillapítatlanul adódnak át a rezgések, afölött pedig a gerjesztő erő nagy része a rugó deformációját okozza, a tömeg pedig csillapított rezgéseket végez.

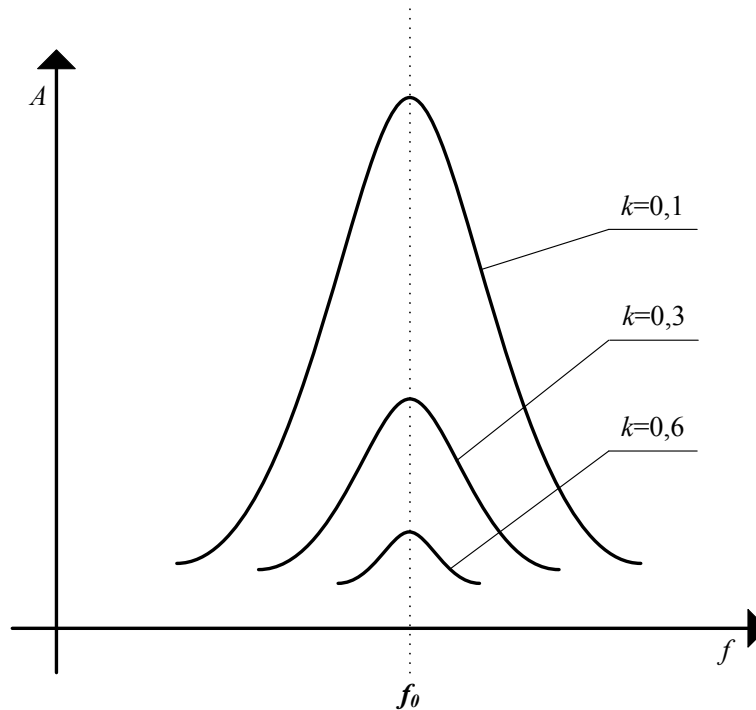
A K átviteli tényező változását a frekvencia függvényében a **112** mutatjuk be. Az ábrán a vízszintes tengelyen ω a gerjesztés körfrekvenciája, $\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{mc}}$ a rendszer

sajátkörfrekvenciája, $D = \frac{k}{\sqrt{\frac{m}{c}}}$ pedig az ún. disszipációs (fékező-csillapító) tényező.



112. ábra Az átviteli tényező jelleggörbéje

Periodikus gerjesztő erő hatására kényszerrezgést végző dinamikai rendszer mozgásának frekvenciáját a gerjesztő erő frekvenciája határozza meg, a rendszer önrezgésszámától függetlenül. A kialakuló kényszerrezgés amplitúdója a gerjesztő rezgés amplitúdójától és frekvenciájától függ. A kényszerrezgés amplitúdójának változását a gerjesztő frekvencia függvényében rezonanciagörbének nevezzük. Különböző mértékű csillapítás esetén felrajzolt rezonanciagörbéket mutatunk be a **113.** Megfigyelhető, hogy a gerjesztő frekvencia függvényében változik a gerjesztett rezgés amplitúdója. Kezdetben lassan, majd rohamosan nő. Maximális értékét ott veszi fel a függvény, ahol a gerjesztő frekvencia megegyezik a rendszer sajátfrekvenciájával (f_0). Ezt a jelenséget rezonanciának, azt a frekvenciát, ahol mindez bekövetkezik, rezonanciafrekvenciának nevezzük. A rezonancia amplitúdó a gerjesztő rezgés amplitúdójának sokszorososa is lehet (**112**), főként akkor, ha a rendszer gyengén csillapított rezgőmozgást végez. A rezonancia frekvenciánál magasabb frekvenciatartományban az amplitúdó kezdetben rohamosan, később fokozatosan csökken. Elegendően nagy gerjesztő frekvencia esetén a görbe aszimptotikusan zérushoz tart. A rezonancia jelensége a gépek, épületek tönkremenetelét is okozhatja, ill. az emberi szervezetre átadódva kellemetlen érzést, vagy akár súlyos megbetegedést is okozhat (lásd később, a **2.2**).



113. ábra Rezonanciagörbék

A rezonancia jelenségét a következőképpen magyarázhatjuk. Kényszerrezgés során a testre három erő hat:

- a sajátrezgést fenntartó erő;
- a gerjesztőerő és
- a csillapítóerő.

Ezek közül az első kettő munkát végez a testen, vagyis energiát visz be a rendszerbe. A gerjesztőerőt akkor tekintjük pozitívnak, ha a sebesség irányába hat. A csillapítóerő munkája az amplitúdó függvényében, azzal egyenes arányban energiát emészt fel. Amikor a gerjesztés frekvenciája és a sajátfrekvencia egybeesik, akkor a gerjesztőerő mindig pozitív munkát végez a rendszeren. A rezonanciafrekvencián tehát a gerjesztőerő növeli a rendszer energiáját, ezáltal nő a rezgés amplitúdója is. A folyamat addig tart, amíg a gerjesztőerő által egy rezgés alatt közölt energia el nem éri az amplitúdó-növekedésből származó energiaveszteséget (a csillapítóerő munkája). Ez az energiaegyensúlyra való törekvés elvéből is következik. Az elmondottak alapján belátható, hogy kis csillapítás esetén jöhet létre nagy amplitúdójú rezgés. Nagy csillapítás esetén ugyanis már kis rezgésamplitúdónál is akkora az energiaveszteség, hogy a gerjesztőerő által bevitt energia ezt nem haladja meg. Ebben az esetben a rezonanciagörbe ellaposodik, maximuma kisebb (ld. (112, 113, $D=2$, ill. $k=0,6$ értékekhez tartozó görbék). Ha a gerjesztés frekvenciája nem esik egybe a rendszer sajátfrekvenciájával, akkor a sebesség iránya és a gerjesztőerő iránya eltérő időpontban vált előjelet. Ez a jelenség a sajátfrekvenciájú rezgést egy adott szakaszon gátolja, ezért nem jön létre teljes energiaátadás. Kis csillapítású rendszerek esetén nagy rezonancia-amplitúdó csak kis gerjesztőerő hatására jöhet létre.

Kényszerrezgést végző dinamikai rendszerek esetén figyelembe kell vennünk azt a tényt is, hogy a gerjesztő, ill. a gerjesztett rendszer kölcsönhatásban áll egymással, közöttük energiaátadás jöhet létre. Ebben az esetben ún. csatolt rendszerről beszélünk. Kísérletileg igazolható, hogy az egymással kölcsönhatásban álló rezgőrendszerek között az energiaátadás a rezonancia frekvencián a legnagyobb. A csatolt rezgések jellemzője, hogy a gerjesztő és a gerjesztett rendszer közötti kölcsönös energiaátadás addig megy végbe, amíg a rendszerbe bevitt energiát a veszteségek teljesen fel nem emésztik.

Mint láthattuk, a gerjesztőerő a gerjesztett rendszeren képes munkát végezni. Legyen adott \mathbf{F} vektorával a gerjesztőerő, ekkor az általa végzett munka a:

15. képlet. $W = \mathbf{F} \cdot \mathbf{r} = Fr \cos \varphi$

skaláris szorzattal határozható meg. Az erő támadáspontjának elmozdulását \mathbf{r} vektor jelöli, φ pedig a közbezárt szög. Könnyű belátni, hogyha a $Fr \cos \varphi$ szorzatban bármelyik tényező zérus, akkor maga a szorzat is zérus, vagyis a gerjesztőerő ebben az esetben nem végez munkát a rendszeren. Ilyen eset áll fenn akkor, ha a gerjesztőerő a rendszer nyugalomban lévő pontját terheli ($r=0$), vagy ha az elmozdulás irányára merőlegesen fejti ki hatását (mivel ekkor $\varphi=90^\circ$). lineáris rendszerek esetében a szuperpozíció elve érvényesül. A rendszer gerjesztett lengését megkapjuk, ha a periódikusan ismétlődő gerjesztő hatást *Fourier*-sorba fejtjük, majd a harmonikus összetevőkből adódó részeredményeket összegezzük.

Jelölje T a periódusidőt. Ekkor a tetszőlegesen változó, de periodicitást mutató $F(t)$ időfüggvényre nézve teljesül az:

16. képlet. $F(t) = F(t + T) = F(t + 2T) = \dots = F(t + nT)$

összefüggés. Ha az alapharmonikus körfrekvenciáját ω -val jelöljük, akkor a fenti összefüggés *Fourier*-sorának általános alakja:

17. képlet. $F(t) = F_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (A_k \cos k\omega t + B_k \sin k\omega t)$

alakban írható fel, ahol: F_0 a gerjesztő hatás állandó összetevője, $\omega = \frac{2\pi}{T}$ alakban meghatározott körfrekvencia, k a harmonikus rendszáma/felharmonikus (az első felharmonikusra $k = 2$, a másodikra $k = 3$, ..., az n -edikre $k=n+1$).

Jelölje most F_k a k -adik *Fourier*-tag amplitúdóját, φ_k pedig ennek fázisszögét:

18. képlet. $F(t) = F_0 + \sum_{k=1}^{\infty} F_k \sin(k\omega t + \varphi_k)$.

Ekkor:

19. képlet. $F_k = \sqrt{A_k^2 + B_k^2}$

és

$$20. \text{ képlet. } \operatorname{tg} \varphi_k = \frac{A_k}{B_k}$$

alakot ölti.

Az $F(t)$ függvény állandó összetevője a következőképpen határozható meg:

$$21. \text{ képlet. } F_0 = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) dt .$$

A k -adik harmonikus (felharmonikus) együtthatóit a:

$$22. \text{ képlet. } A_k = \frac{2}{T} \int F(t) \cos k\omega t dt$$

és a

$$23. \text{ képlet. } B_k = \frac{2}{T} \int F(t) \sin k\omega t dt$$

összefüggések segítségével határozhatjuk meg.

Gyakorlati tapasztalatok alapján megállapítható, hogy ha az $F(t)$ periodikus függvény:

- páros (szimmetriatengelye az ordináta tengely), akkor $B_k=0$, vagyis a *Fourier*-sor csak koszinuszos tagokat tartalmaz;
- páratlan (az origóra tükrös), akkor $A_k=0$, tehát a *Fourier*-sor csak szinuszos tagokból áll.

A műszaki gyakorlatban a mozgó gépalkatrészek, amelyek a rezgések kiváltói lehetnek, egymással kapcsolatban állnak, egymásnak rezgéseket adnak át. Az eredő rezgés két vagy több rezgés együttes hatására alakul ki. Vizsgáljuk meg ezek közül az alapeseteket, az egyirányú, ill. az egymásra merőleges (a könnyebb érthetőség kedvéért harmonikus) rezgések eredőjének meghatározását.

A legegyszerűbb esetben adott:

$$24. \text{ képlet. } y_1 = A_1 \sin(\omega t + \varphi_1)$$

és

$$25. \text{ képlet. } y_2 = A_2 \sin(\omega t + \varphi_2)$$

kitérésű, egyirányú és azonos frekvenciájú rezgés. Az eredő kitérés ekkor:

26. képlet. $y = y_1 + y_2 = A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + y_2 = A_2 \sin(\omega t + \varphi_2).$

A szögek összegének szinuszára vonatkozó trigonometrikus összefüggés felhasználásával és célszerű rendezés után:

27. képlet. $y = A \sin(\omega t + \varphi),$

az összetevőkkel azonos ω körfrekvenciájú rezgés adódik eredőként. Ha a rezgésösszetevők fáziskülönbsége:

28. képlet. $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 = 2n\pi \quad (n = 0, 1, 2, \dots),$

akkor:

29. képlet. $A = \sqrt{(A_1 + A_2)^2} = A_1 + A_2$

adódik, mint eredő amplitúdó, vagyis a rezgésösszetevők erősítik egymást. Ha azonban:

30. képlet. $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 = (2n + 1)\pi \quad (n = 0, 1, 2, \dots)$

összefüggés áll fenn, akkor:

31. képlet. $A = \sqrt{(A_1 - A_2)^2} = A_1 - A_2$

alapján az összetevők gyengítik egymás hatását, szélső esetben ($A_1=A_2$) pedig kioltják egymást.

Egyirányú, de különböző frekvenciájú rezgések eredőjének meghatározásához az egyszerűbb tárgyalásmód érdekében tegyük fel, hogy:

32. képlet. $A_1 = A_2 = A$

azonos amplitúdójú rezgésekkel állunk szemben. Alkalmos t_0 kezdeti időpillanat megválasztásával elérhető, hogy a rezgések közötti időben változó fázisszög zérus legyen. Ekkor az:

33. képlet. $y_1 = A \sin \omega_1 t$

és

34. képlet. $y_2 = A \sin \omega_2 t$

összetevőjű rezgésekhez jutunk, melyek eredője az:

35. képlet. $y = y_1 + y_2 = A(\sin \omega_1 t + \sin \omega_2 t)$

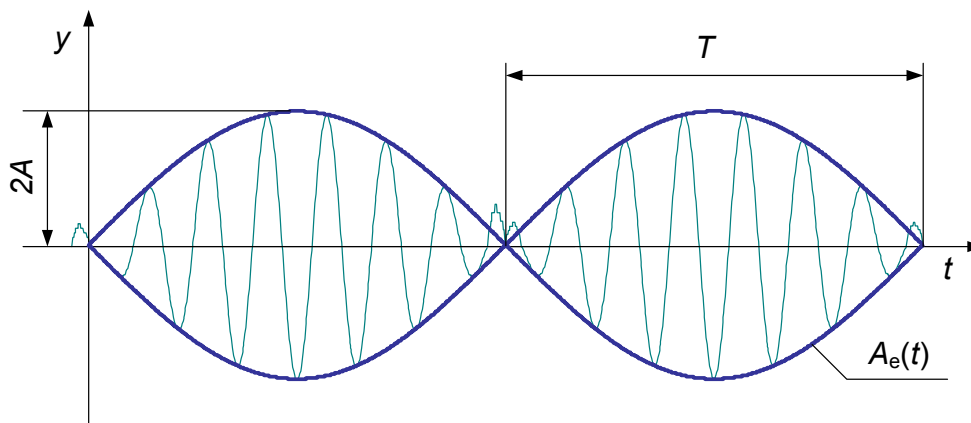
összefüggéssel írható fel. A szögek szinuszának összegére vonatkozó trigonometrikus egyenlőség felhasználásával:

$$36. \text{ képlet. } y = \left(2A \cos \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t \right) \sin \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} t.$$

Az eredő rezgés frekvenciája az összetevők frekvenciájának számtani középértéke, amplitúdója pedig idő szerint periodikus függvény:

$$37. \text{ képlet. } A_e(t) = 2A \cos \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t.$$

Ha az összetevők frekvenciája közel megegyező ($\omega_1 \approx \omega_2$), akkor az eredő kitérés időfüggvényének burkológörbéje közelítőleg szinusz függvényt ír le (114). A jelenséget lebegésnek nevezzük.



114. ábra A lebegés

A lebegés körfrekvenciája:

$$38. \text{ képlet. } \omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2},$$

amplitúdójának legnagyobb értéke:

$$39. \text{ képlet. } A'_{\max} = 2A,$$

periódusideje pedig:

$$40. \text{ képlet. } T = t_2 - t_1 = \frac{2\pi}{\omega_1 - \omega_2} = \frac{1}{f_1 - f_2}.$$

(tekintetbe véve, hogy:

41. képlet. $\cos(2n+1)\frac{\pi}{2} = 0 \quad (n = 0, 1, 2, \dots),$

továbbá:

42. képlet. $\frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t_2 - \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t_1 = \pi).$

Azonos frekvenciájú, egymásra merőleges rezgéskomponensek összegzésének legegyszerűbb esete, ha a fáziskülönbség az összetevők között zérus. Legyen az összetevők egyenlete:

43. képlet. $x = A_1 \sin \omega t$

és

44. képlet. $y = A_2 \sin \omega t.$

A két egyenletet egymással elosztva és rendezve az origón átmenő egyenes egyenletéhez jutunk:

45. képlet. $y = \frac{A_2}{A_1} x.$

Ha az összetevők fáziskülönbségére $\varphi = \pi$ áll fenn, akkor szintén az origón átmenő, de negatív iránytangensű egyenes lesz az eredő képe:

46. képlet. $x = A_1 \sin \omega t,$

47. képlet. $y = A_2 \sin(\omega t + \pi),$

és ezekből:

48. képlet. $y = -\frac{A_2}{A_1} x.$

Tekintsük most azt az ugyancsak speciális esetet, amikor $\varphi = \frac{\pi}{2}$. Ekkor:

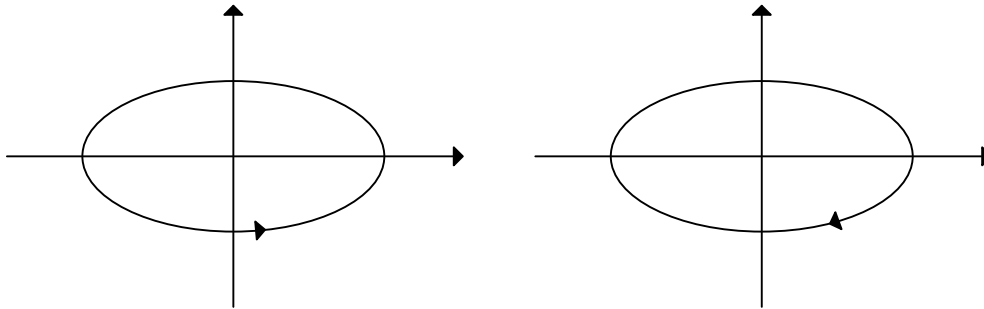
49. képlet. $x = A_1 \sin \omega t,$

50. képlet. $y = A_2 \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) = A_2 \cos \omega t.$

Rendezve, négyzetre emelve, majd összeadva a fenti két egyenletet, a pályagörbére kapjuk, hogy:

51. képlet. $\frac{x^2}{A_1^2} + \frac{y^2}{A_2^2} = 1.$

Vagyis a pályakép origó középpontú ellipszis. Könnyen belátható, hogy $\varphi = \frac{3\pi}{2}$ esetén hasonló eredményre jutunk, de a körüljárási irány ellentétes lesz (**115**).



115. ábra Elliptikus rezgések

Ha az amplitúdókra fennáll, hogy $A_1=A_2=A$, vagyis az összetevők megegyező amplitúdójúak, akkor a **115** látható ellipszisek körökké fajulnak, a keletkező rezgést ún. cirkuláris rezgésnek nevezzük.

Általános esetben rezgésösszetevők közötti fázisszögre $\varphi \neq 0$ áll fenn. Ekkor az összetevők kitérésfüggvénye:

52. képlet. $x = A_1 \sin \omega t$

és

53. képlet. $y = A \sin(\omega t + \varphi).$

Határozzuk meg mindkét egyenletből a szinusz és koszinusz szögfüggvényértékeket. Az **52. képlet** szerint:

54. képlet. $\frac{x}{A_1} = \sin \omega t,$

ill. trigonometrikus azonosság alapján:

55. képlet. $\cos \omega t = \sqrt{1 - \frac{x^2}{A_1^2}}.$

Az **53. képletből** pedig átalakítás után:

56. képlet. $\frac{y}{A_2} = \sin \omega t \cos \varphi + \cos \omega t \sin \varphi .$

Az 54. és 55. képleteket az 56. képletbe helyettesítve rendezés után kapjuk, hogy:

57. képlet. $\frac{x^2}{A_1^2} + \frac{y^2}{A_2^2} - \frac{2xy}{A_1 A_2} \cos \varphi = \sin^2 \varphi .$

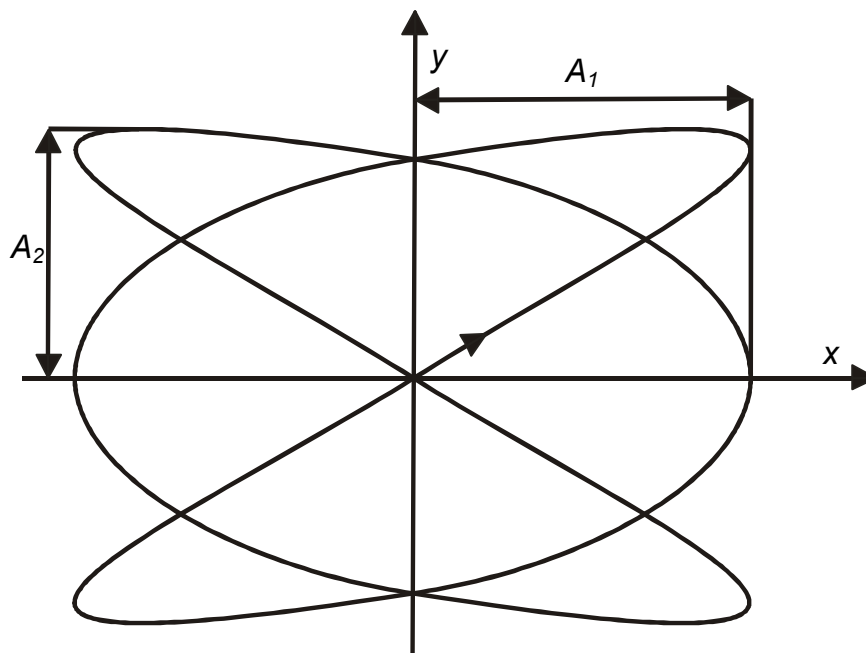
Vegyük észre, hogy olyan ellipszis egyenletéhez jutottunk, amelynek középpontja az origó, de főtengelyei nem esnek egybe a koordináta tengelyekkel. A körüljárás iránya pedig φ értékétől függ.

Végezetül a merőleges irányú, eltérő frekvenciájú rezgések eredőjének pályaképei az ún. *Lissajous*-féle görbék. Alakjuk a rezgésösszetevők amplitúdójától, frekvenciaviszonyától és fáziskülönbségétől függ. Egyenletük:

58. képlet. $x = A_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1),$

59. képlet. $y = A_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_2).$

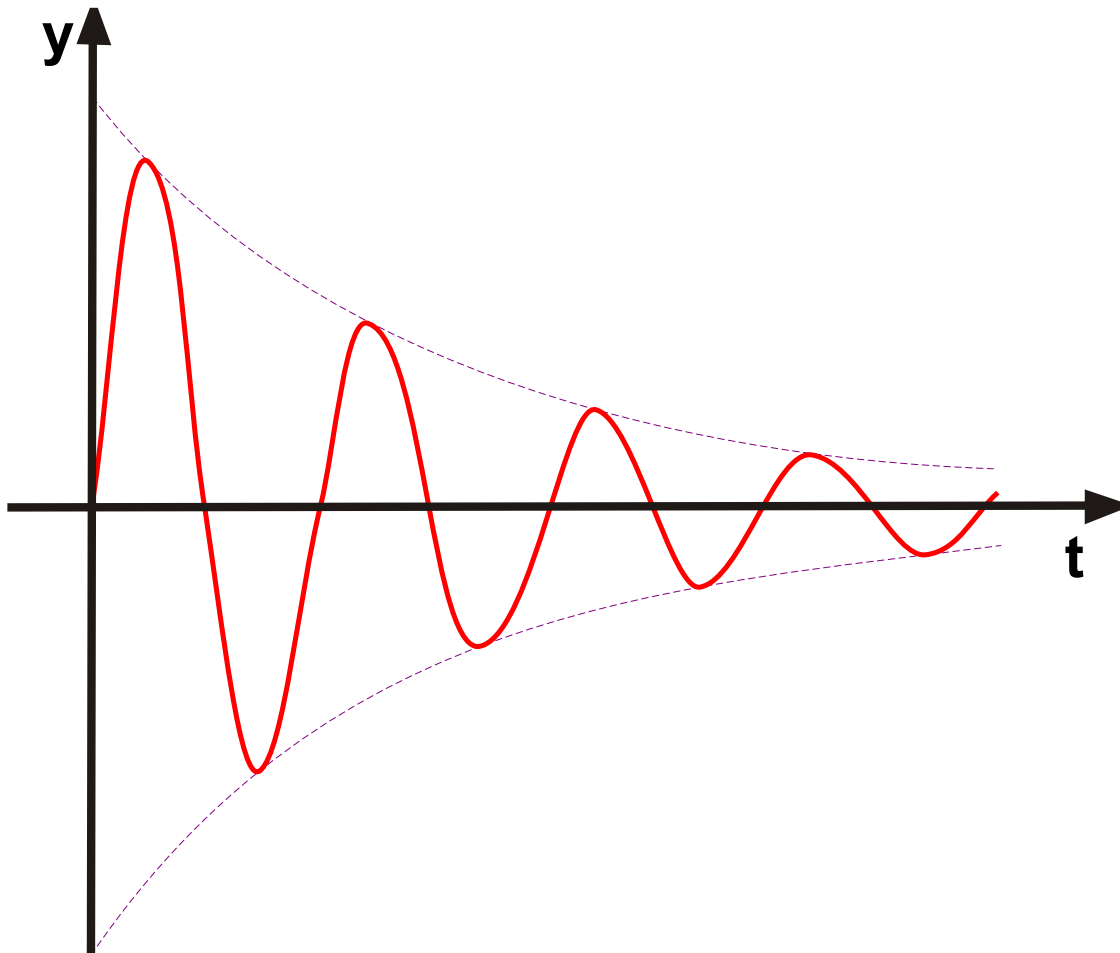
Ha ω_1 és ω_2 hányadosa racionális szám, akkor a pályakép zárt görbe. A **116** azt az esetet mutatjuk be, amikor $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{3}{2}$, valamint $\varphi_1 = \varphi_2$.



116. ábra *Lissajous*-féle görbe

Több összetevőből álló rezgés eredőjének és az eredő rezgésképének ismerete főként a rezgésvédelemben bír nagy jelentőséggel, ill. a rezgések várható hatásainak elemzésekor fontos.

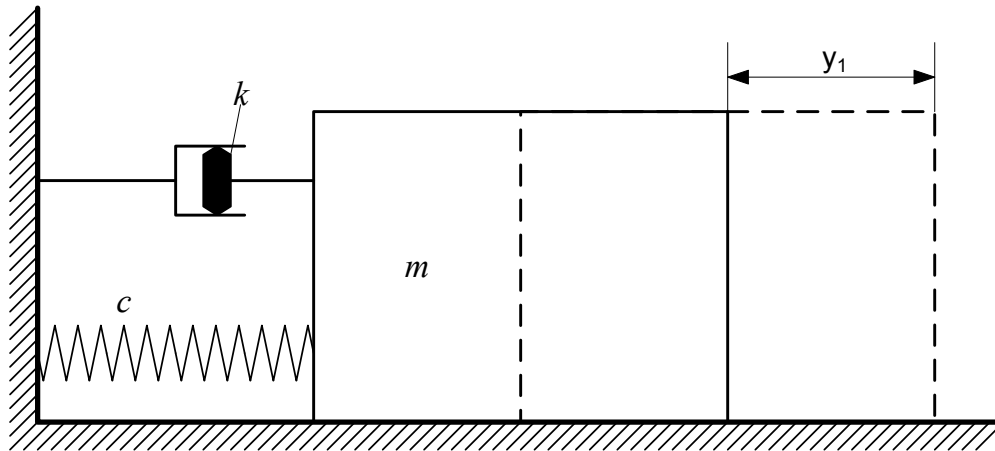
A fentiekben leírt, a rezgőrendszerek mozgására vonatkozó összefüggések az elmondottak szerint csillapítatlan rendszerek esetén érvényesek. A valóságban viszont általában azt tapasztaljuk, hogy a magára hagyott, rezgőmozgást végző tömeg amplitúdója periódusonként csökken. A jelenséget csillapodásnak, az ilyen rezgéseket pedig – mint már utaltunk rá – csillapított rezgéseknek nevezzük. A jelenség magyarázata, hogy a közegellenállás, a rendszer rugalmas elemeinek anyagában alakváltozás közben fellépő belső súrlódás (hiszterézis), a mozgó elemek súrlódása stb. miatt energiavesztés lép fel. Ezek a hatások a mechanikai energiát más energiává (rendszerint hővé) alakítják át, ami a mozgás szempontjából veszteségként jelentkezik. A lengéskép az idő függvényében a **117** látható alakot ölti.



117. ábra Csillapított rendszerek lengésképe

A valóságos rezgőrendszerek mindig csillapítottak. Ha kicsi a csillapítás, akkor a csillapításmentes modell is jól megközelíti a valóságos viszonyokat, és az egyszerűbb számítás miatt jól alkalmazható. A rendszer mozgását fékező csillapító erő vagy nyomaték nagysága több tényező függvénye. Közülük legnagyobb jelentősége a mozgás sebességének van. Számos

szerkezetbe, pl. a rezgések hatásának csökkentésére, csillapítókat építünk be. Csillapított rezgéseket végez a **118** látható, egyensúlyi helyzetéből kitérített tömeg.



118. ábra Csillapított rezgéseket végző rendszer modellje

[LUDVIG GY.: Gépek dinamikája;1983; Budapest; Műszaki Könyvkiadó;.]

Általában a sebesség első hatványával arányos csillapítást tekintjük ideálisnak. Ekkor a mozgást leíró differenciálegyenlet, vagy -egyenletrendszer lineáris. A csillapítóerő, ill. -nyomaték az:

60. képlet. $F_{cs} = -k_v v$, valamint $M_{cs} = -k_0 \omega$

összefüggéssel határozható meg, ahol: v a mozgás sebessége, ω a mozgás szögsebessége, k (Ns/m), ill. k_0 (Nms) pedig a csillapító tényező. Fentiek alapján tehát a csillapítás tényezője $k = \frac{\text{csillapítóerő}}{\text{sebesség}}$, ill. $k_0 = \frac{\text{csillapítónyomaték}}{\text{szögsebesség}}$ hányadosokkal határozható meg. A különféle

anyagok különböző csillapítási tényezővel rendelkeznek. Ha a **118** bemutatott rendszer tömegét egyensúlyi helyzetéből y_1 értékkel elmozdítjuk, és feltételezzük, hogy a mozgását csillapító erő a sebességgel arányos, a rendszer mozgását az alábbi összefüggéssel írjuk le:

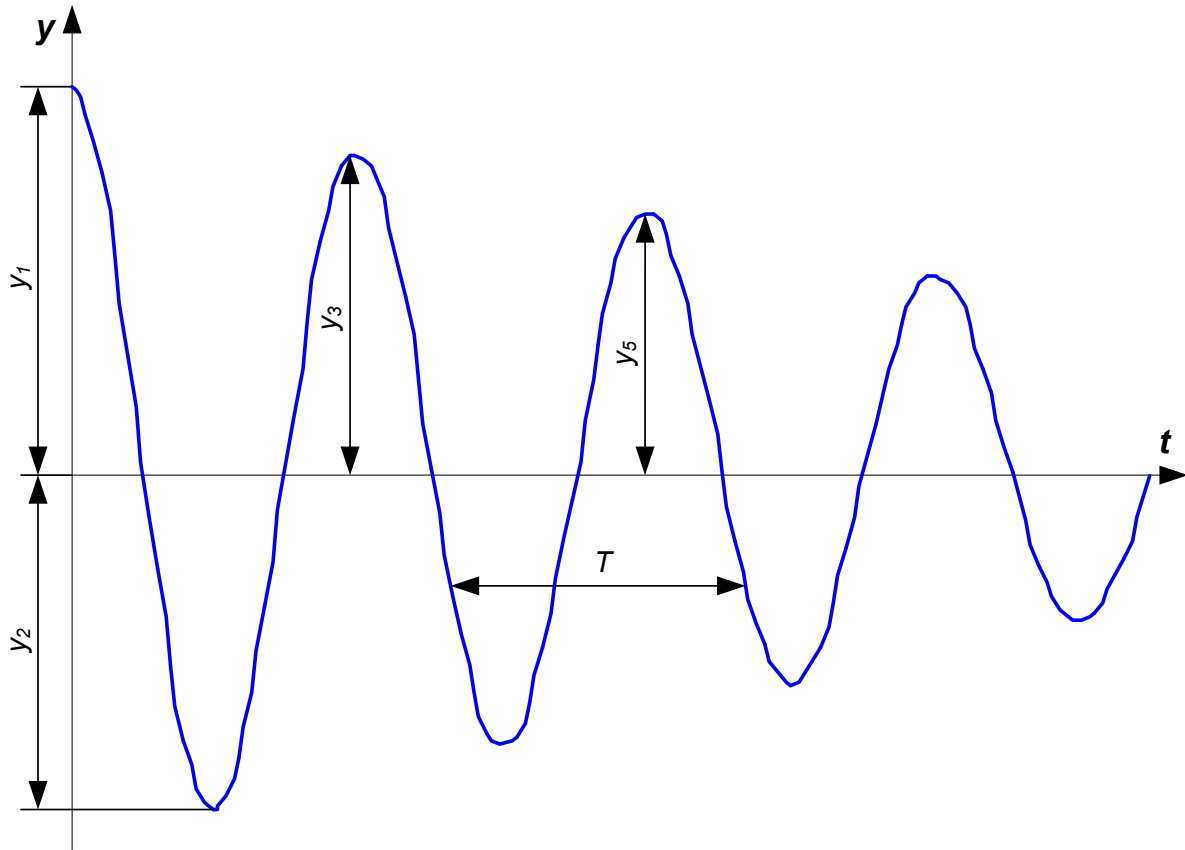
61. képlet. $y = y_1 e^{-\frac{k}{2m} t} \cos \omega t$,

ahol: ω a rendszer sajátrezgésének vetítő szögsebessége. Meghatározására a:

62. képlet. $\omega = \sqrt{\alpha^2 - \left(\frac{k}{2m}\right)^2}$

összefüggés szolgál.

A mozgást leíró függvény képét a **119** mutatjuk be.



119. ábra Csillapított rezgés jellemzői

Igazolható, hogy ha a csillapítás arányos a sebességgel, akkor az azonos értelmű kitérések maximumának hányadosa konstans és egymás között egyenlő:

63. képlet. $\frac{y_1}{y_3} = \frac{y_3}{y_5} = \dots = \frac{y_n}{y_{n+2}}$.

A hányados természetes alapú logaritmusát a rezgőrendszer logaritmikus dekrementumának nevezzük:

64. képlet. $\Lambda = \ln \frac{y_n}{y_{n+2}}$.

Más alakban (y -ra felírt összefüggés alapján):

65. képlet. $\Lambda = \frac{kT}{2m}$,

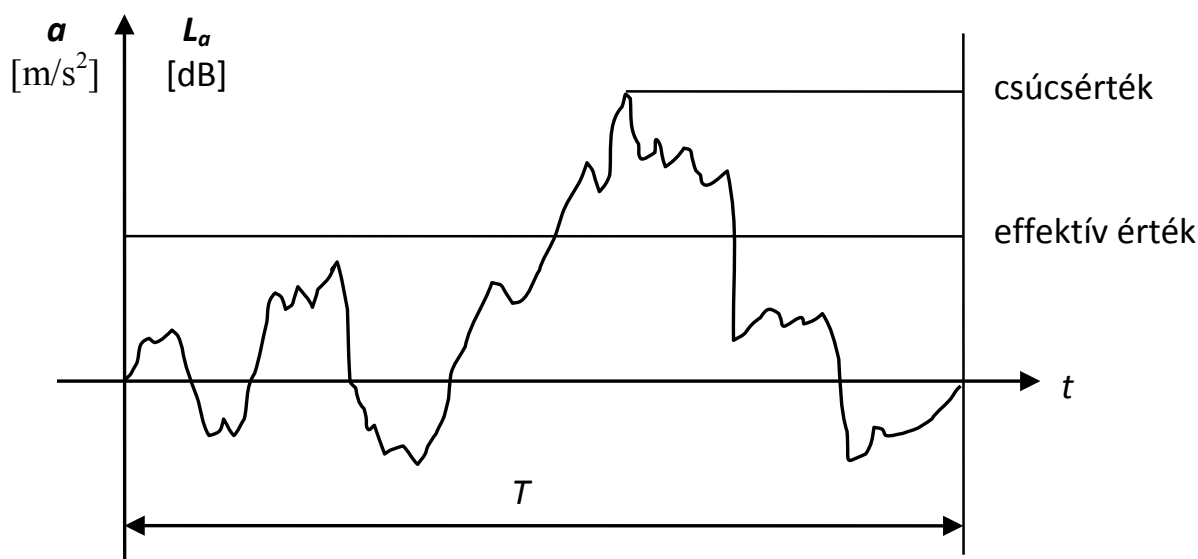
ahol:

66. képlet. $T = \frac{2\pi}{\omega}$,

a csillapított rezgés periódusideje.

2.1.2 Súlyozott egyenértékű rezgés gyorsulás

Tekintsük az $a(t)$ időben változó rezgés gyorsulás időfüggvényének pillanatnyi értékeit egy adott T időintervallumban (120). A függvény maximumértékét csúcsértéknek nevezzük, kiemelt fontossága van a rövid ideig tartó, lökészerű rezgések elemzésénél.



120. ábra A csúcs- és az effektív érték értelmezése

Láthatjuk, hogy az adott rezgés egy meghatározott időszakban számos, különböző nagyságú és előjelű függvényértékkel írható le. Ha a rezgésállapotot egyetlen számértékkel kívánjuk jellemezni, akkor az $a(t)$ időfüggvény pillanatnyi értékei helyett a négyzetes középértéket (rms), vagyis az ún. effektív értéket alkalmazzuk.

Meghatározására az:

67. képlet. $a_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}$

összefüggést alkalmazzuk. Mivel az a_{eff} meghatározásakor nem egy pillanatnyi értéket, hanem egy időtartamot (néhány másodpercet, vagy akár több órát) veszünk alapul, ez a számérték az adott rezgés energiataralmára is utal. Az effektív rezgés gyorsulás tehát egy olyan konstans rezgés gyorsulását jelöli, amelynek energiataralma egyenértékű (ekvivalens) azzal az energiataralommal, mint amellyel a T időszak alatt a pillanatnyilag mérhető, változó rezgés gyorsulású rezgés rendelkezik. Úgy is mondhatjuk, hogy az effektív rezgés gyorsulás az időben változó rezgés energetikai átlagáról ad felvilágosítást. A

gyakorlatban az effektív (a_{eff}), és az egyenértékű (ekvivalens, a_{eq}) elnevezés is használatos, látjuk, hogy mindkét fogalom hallatán a négyzetes középértékre (rms) kell gondolni.

Az egyenértékű rezgés gyorsulás számértéke megadható a_{eq} (m/s^2) alakban, vagy logaritmizálást követően, egyenértékű rezgés gyorsulásszint (L_{aeq}) elnevezéssel, decibelben (dB).

A rezgés tanban és az akusztikában szintnek nevezzük két teljesítmény jellegű, vagy azzal arányos mennyiség hányadosának tízes alapú logaritmusát.

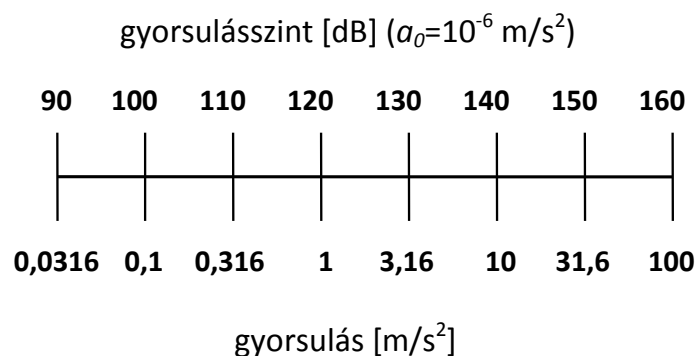
Rezgés gyorsulás esetén az egyenértékű rezgés gyorsulásszint az alábbi összefüggéssel határozható meg:

$$68. \text{ képlet. } L_{aeq} = 10 \cdot \lg \left(\frac{a}{a_0} \right)^2 = 20 \cdot \lg \left(\frac{a}{a_0} \right),$$

ahol: L_{aeq} : egyenértékű rezgés gyorsulásszint, decibelben (dB),
 a : mért rezgés gyorsulás (m/s^2),
 a_0 : rezgés gyorsulás vonatkoztatási értéke, $a_0 = 10^{-6} m/s^2$.

Mivel szintekben történő megadás esetén az eredményt a fizikai tartalomtól függetlenül decibelben kapjuk, a szintre utaló L (level) jelölés alsó indexében szokás utalni a fizikai tartalomra (például a index, gyorsulás), és megadjuk a vonatkoztatási, vagy más néven referenciaértéket is (a_0 , vagy $a_{ref} = 10^{-6} m/s^2$).

A 68. képlet alapján a különböző rezgés gyorsulás-szintek, ill. a gyorsulásértékek egymásnak könnyen megfeleltethetők (121).

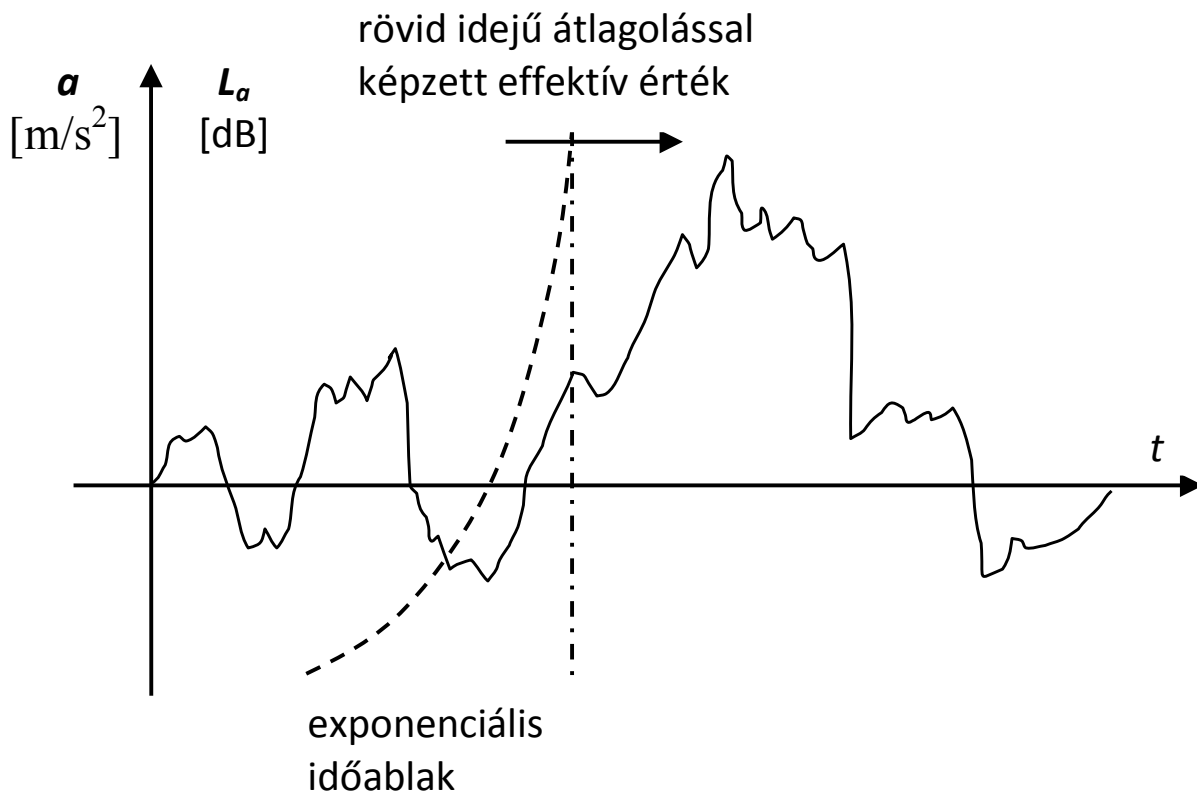


121. ábra Gyorsulás és a gyorsulásszintek

A további rezgés jellemzők, vagyis a kitérés és a sebesség ugyancsak kifejezhető szintekben is. A gyakorlatban – ahogy azt már említettük – az effektív rezgés gyorsulás használata az általánosan elterjedt, ezért a gyorsulás esetére mutattuk be a különböző összefüggésüket, azonban az elmondottak a többi rezgés jellemzőre is analóg módon érvényesek. Rezgés sebesség esetén a referenciaérték $v_{ref} = 10^{-9} m/s$.

A rezgéselemzések során a rezgésjellemzők szintekben történő megadása nem általánosan elterjedt. A decibelben való megadás helyett inkább a fizikai tartalommal bíró, a megfelelő mértékegységben megadott számértéket használjuk (effektív rezgés gyorsulás [m/s^2], effektív rezgéssebesség [m/s], vagy effektív kitérés/amplitúdó [m]).

Az a_{eff} meghatározásakor idő szerinti súlyozást nem alkalmazunk. Az átlag képzése a T időtartam kezdetétől annak végéig tart. Ezt hosszú idejű átlagolásnak nevezzük. A hosszú idejű átlagolás mellett azonban esetenként szükségünk lehet a rezgés gyorsulás (vagy más rezgésjellemző) pillanatnyi ismeretére. Ekkor rövid idejű átlagolást végzünk. A mindennapi szóhasználatban elterjedt pillanatérték nem az $a(t)$ időfüggvény pillanatnyi értéke, hanem – a vonatkozó szabvány előírásainak megfelelően – exponenciális időablakkal képzett rövid idejű átlagérték (122). Ez azt jelenti, hogy a később fellépő gyorsulásértékek nagyobb súlyozással esnek latba, de az átlagba a korábbi értékek is beleszámítanak.



122. ábra Rövid idejű átlagolás

Az effektív rezgés gyorsulás meghatározásához T integrálási idő értékét elvileg végtelen nagyra kell választanunk, illetve az $a(t)$ időfüggvényt végtelen hosszú ideig kell ismernünk ahhoz, hogy az adott rezgésről pontos képet kapjunk. A gyakorlatban ez természetesen kivitelezhetetlen, ezért T értékét végesre választva a valódi effektív érték egy közelítését határozzuk meg. Eljárásunk annál pontosabb, minél nagyobb értékűre választjuk az integrálási időt. A T időtartam hosszának kijelölése a rezgés frekvenciájától is függ. Alacsonyabb frekvenciájú rezgések értékelésekor hosszabb, míg magas frekvenciájú rezgések esetén rövidebb integrálási/mérési idő tartozik. Az integrálási idő és az alkalmazandó időállandó

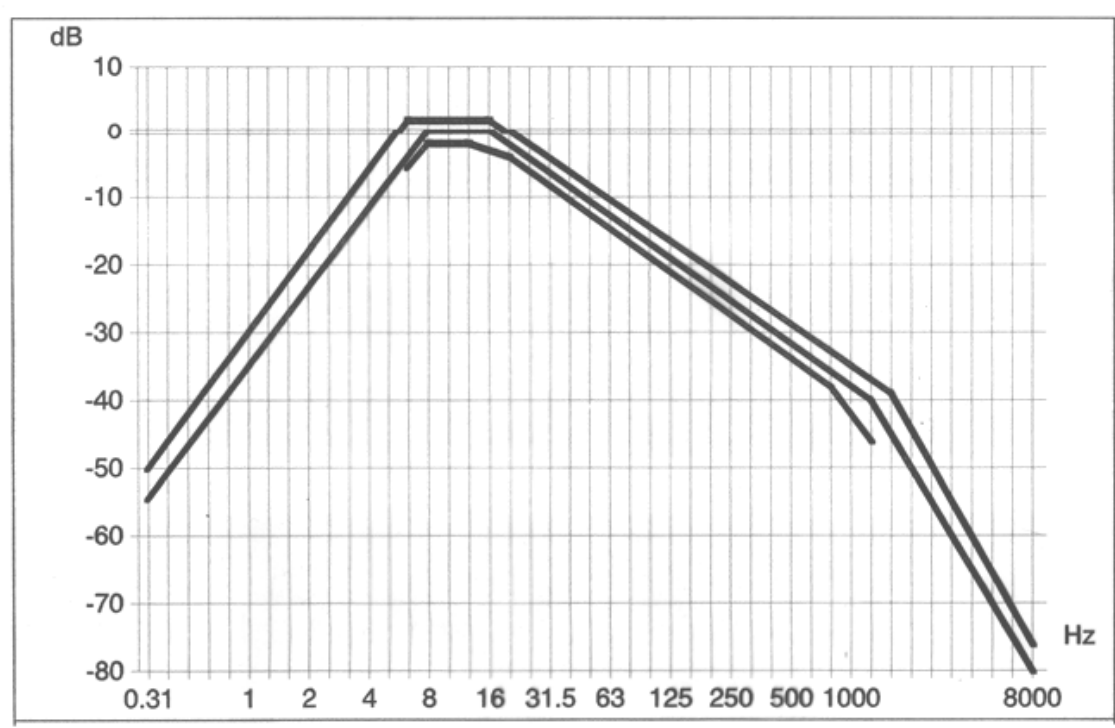
megválasztásáról a különböző jellegű rezgések esetén a mérésre vonatkozó szabványok és előírások részletesen foglalkoznak.

Ha a rezgésyorsulás értékelésekor a rendszer bemenőjelét olyan szűrőn vezetjük át, amelynek frekvenciaátviteli jelleggörbéje az emberi szervezet rezgésérzékenységevel arányos (részletesen lásd később), akkor a kimeneten megjelenő effektív érték arányos lesz azzal a rezgésérzettel, amelyet akkor érzünk, ha a szervezetünket a vizsgált rezgés éri. A súlyozószűrők átviteli függvényének frekvenciamenetét előírások rögzítik. A vonatkozó előírás szerinti, kéz-karra ható rezgések esetén alkalmazandó súlyozószűrő karakterisztikáját a **123** mutatjuk be.

Ha a súlyozószűrő bemenetére a rezgésyorsulás $a(t)$ időfüggvénye kerül, akkor a szűrő kimenetén jelentkező választ a súlyozott rezgésyorsulás $a_s(t)$ időfüggvényének nevezzük.

A súlyozott egyenértékű rezgésyorsulás meghatározása a súlyozószűrő kimenetén megjelenő súlyozott rezgésyorsulás T megítélési időre vonatkoztatott effektív értékeként történik:

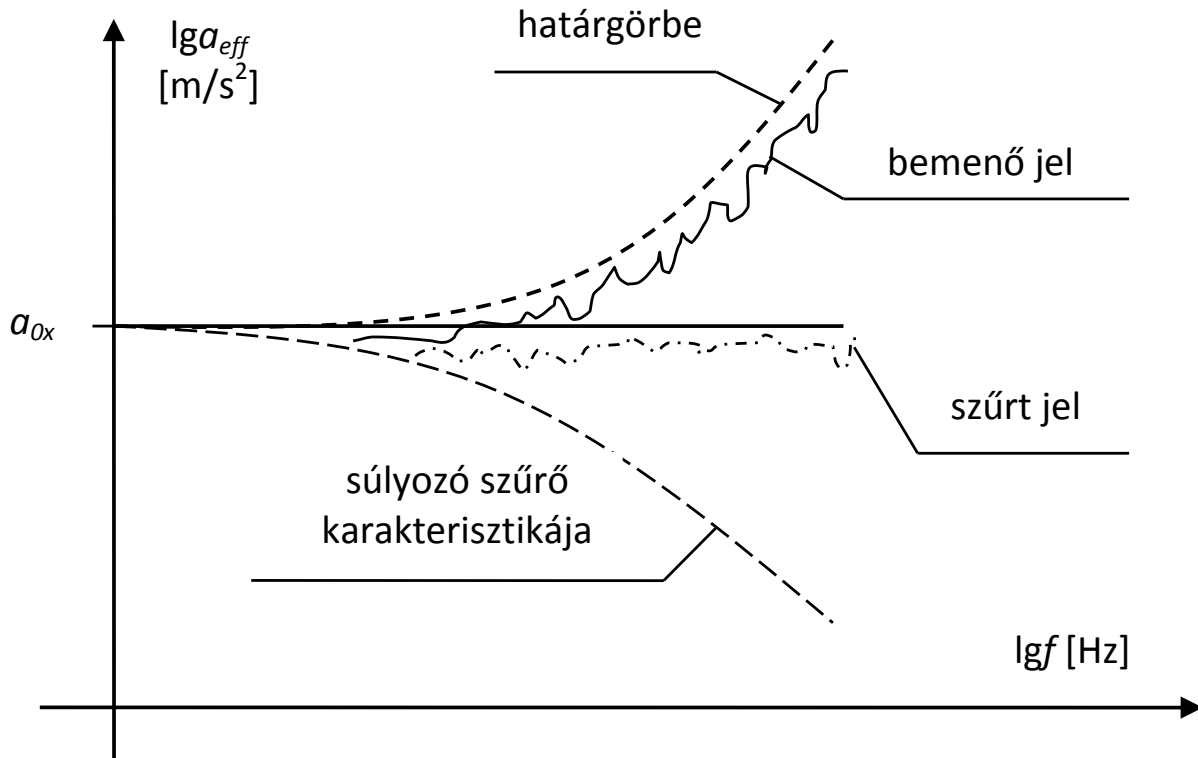
69. képlet.
$$a_{eq} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_s^2 dt} .$$



123. ábra Kéz - kar rezgéseknél alkalmazott súlyozószűrő

A súlyozott egyenértékű rezgésyorsulás alkalmazása esetén határgörbék (részletesen lásd **2.2**) helyett elegendő ez az egyetlen konstans számérték a határérték előírására. Ha ugyanis a rezgés jellegéhez tartozó határgörbét megszorozzuk a súlyozószűrő frekvencia átviteli

jelleggörbéjével, akkor egy olyan állandó értéket kapunk, amely független a frekvenciától (124).



124. ábra Súlyozott egyenértékű rezgésyorsulás előállítása

Tehát ha a vizsgált rezgésyorsulás amplitúdóspektruma alatta marad a vonatkozó határgörbének, akkor a súlyozott egyenértékű rezgésyorsulás amplitúdóspektruma is mindenütt biztosan alatta marad a határgörbe kezdeti a_{0x} ordinátájának. Ezért a rezgések károsító hatásának megítélésére vonatkozó előírások általában súlyozott egyenértékű rezgésyorsulás megengedhető maximális értékét szabják meg határértékként. Rezgésmérő műszerekben a súlyozott egyenértékű rezgésyorsulást előállító szűrő viszonylag egyszerű áramkörök segítségével megoldható, de manuálisan is számítható:

70. képlet.
$$a_{eq} = \sqrt{\sum_{j=1}^n a_{eqj} \cdot K_{tj}^2},$$

ahol:

a_{eqj} : a j-edik oktáv-, ill. tercsávban mért effektív rezgésyorsulás (m/s^2),

K_{tj} : a j-edik oktáv-, ill. tercsávhoz tartozó súlyozó tényező,

n: az oktáv-, ill. tercsávok száma,

oktávsv: az a frekvenciatartomány, amelyen belül a másodpercenkénti rezgésszám megkétszereződik,

tercsáv: az oktávsv harmadát átfogó frekvenciatartomány.

A súlyozó tényezők értékét a vonatkozó előírások adják meg.

A kézre és karra ható munkahelyi rezgések esetén alkalmazandó frekvenciasúlyozó szűrő csillapítási értékeit a frekvencia függvényében a **11.** táblázatban mutatjuk be.

11. táblázat Kézre és karra ható rezgések súlyozószűrője

Frekvencia [Hz]	A szűrő csillapításának értéke [dB]
6,3	0
8,0	0
10,0	0
12,5	0
16	0
20	-2
25	-4
31,5	-6
40	-8
50	-10
63	-12
80	-14
100	-16
125	-18
160	-20
200	-22
250	-24
315	-26
400	-28
500	-30
630	-32
800	-34
1000	-36
1250	-38

[MSZ ISO 5349:1991. Rezgésmérés. A kézre ható munkahelyi rezgések.]

2.2 Emberre ható munkahelyi rezgések (Czupy Imre, Horváth Béla)

Nyugat-magyarországi Egyetem, Sopron

2.2.1 Emberi szervezet érzékenysége a rezgésekkel szemben

Régóta ismert, hogy közvetlenül a testünkre jutó vibráció szervezetünk számára káros hatással is lehet. Azokat a mechanikai rezgéseket, amelyek munkaeszközök, használati tárgyak, vagy akár az épületek közvetítésével átadódnak az emberi testre, összefoglaló néven humánrezgéseknek nevezzük (*Humanschwingungen, human vibration*). Valamennyien naponta ki vagyunk téve ilyen rezgéseknek, például gépkocsiban, autóbuszban vagy vonaton utazva. Fokozottabban érzékelhető a rezgések hatása a munkahelyeken munkavégzés közben, nagy tömegű tehergépkocsik, mezőgazdasági vontatók vezetőüléseiben ülve, helyhez kötött gépek, gépcsoportok (pl. prés gép) kezelőhelyein, ill. kézben tartott szerszámokkal (pl. motoros láncfűrész, légalapács, ütvefúró, sarokcsiszoló stb.) történő munkavégzés közben.

Ahogy a hangok esetében szubjektív megítélés szerint például a rockzene van, akinek esztétikai élményt nyújt, mások számára pedig elviselhetetlen lárma, ugyanúgy a humánrezgések is lehetnek kellemes, vagy kellemetlen hatásúak. Elviseljük, sőt élvezzük a rezgések hatását, például futás, vagy tánc közben, a körhintán vagy a hullámvasúton. De keressük a csökkentés lehetőségeit, ha kellemetlen rezgéseknek vagyunk kitéve, például kátyús utakon autózva, vagy a kéziszerszámok által keltett rezgések esetén.

A munkahelyeken fellépő mechanikai rezgések hatását az emberi szervezetre már régóta kutatják. A kutatási eredmények szolgálnak a rezgésekkel kapcsolatos munkavédelmi szabványok és előírások alapjául, ill. az emberi testre ható különböző mechanikai rezgések még megengedhető hatásidejének meghatározásához.

A humánrezgéseket két nagy csoportra oszthatjuk:

- egész testre ható rezgések, ill.
- lokálisan ható, kéz-kar rezgések.

Az egész testre ható rezgések elsősorban a törzset és a fejet terhelik, a rezgő felülettel érintkező testrészek (pl. ülés, hát, láb) keresztül adódnak át testünkre. Például egy járművezető testét az ülésen, a háttámlán és a kartámaszon keresztül, míg egy szerszám gép kezelőjét a lábán és a kezén át éri a rezgések. A környezetünkből átadódó rezgések ugyancsak egész testre hatnak, ilyen hatások érhetnek bennünket például a közlekedésből adódóan, az épületek födémszerkezetén, falain keresztül. Ha a lakóházunkhoz közel vasútvonal vezet, vagy a közeli közúton nagy a tehergépjármű forgalom, akkor a járművek által okozott vibráció rezgésbe hozza az épület falait, födémszerkezetét és ezek a rezgések a használati tárgyak (szék, ágy stb.) közvetítésével szervezetünkre jutnak. Megzavarhatják munkavégzésünket (pl. mérőszoba, orvosi műtő), de a pihenésünket is (lakóház, szálloda). Az ilyen rezgéseket összefoglaló néven környezetből átadó rezgéseknek, vagy röviden környezeti rezgéseknek nevezzük.

A lokálisan ható rezgések elsősorban a kéz-kar rendszer számára jelentenek rezgésterhelést.

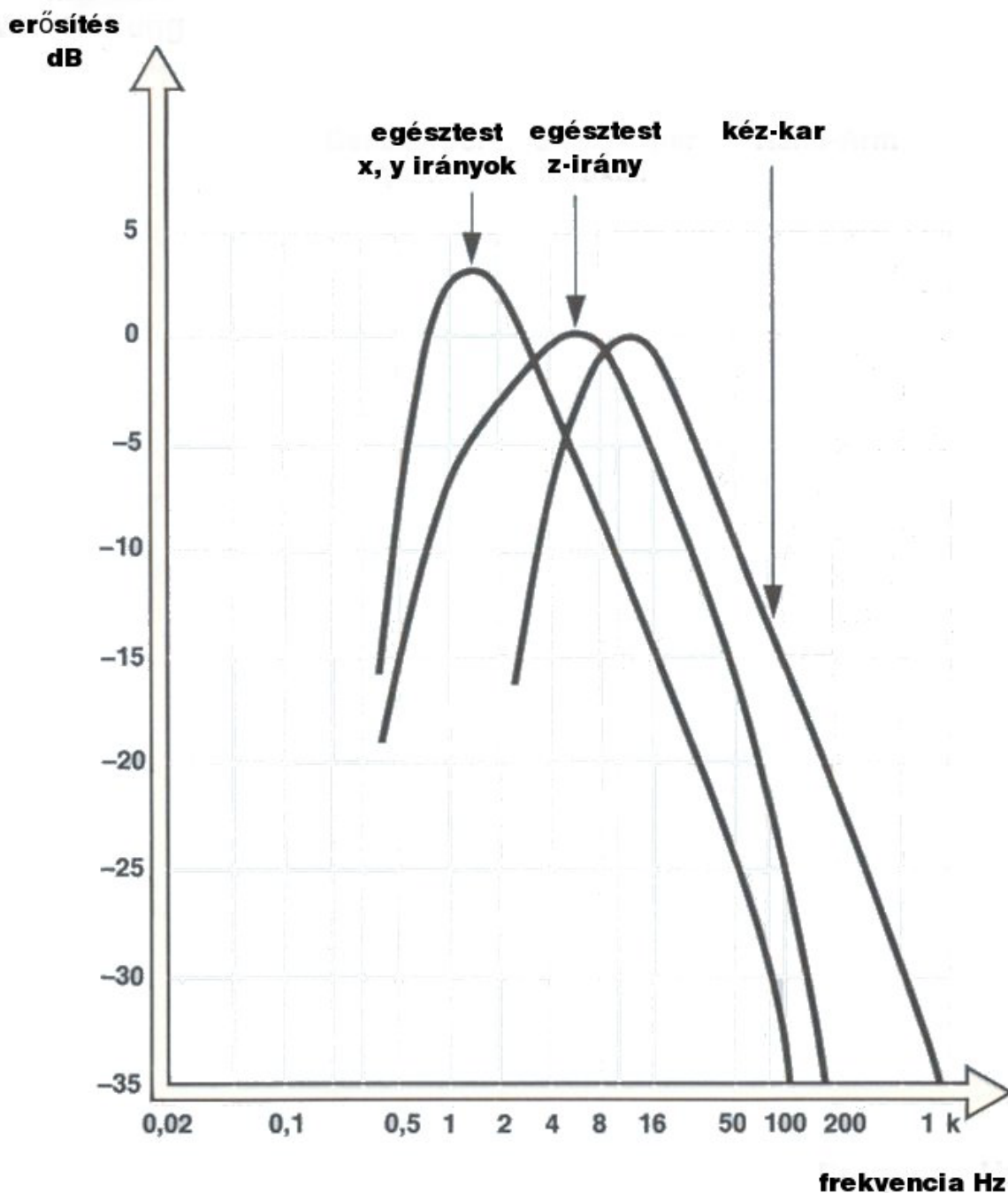
Hatásuk vibrációt keltő munkaeszközt kézben tartva jelentkezik, az érintkező testfelület döntően a kéz. Főként a kéz-kar rendszer mechanikai szempontból rugalmas elemeit, vagyis az ízületeket és a vérerek falát károsítják.

Az egész testre ható, ill. a kéz-kar rezgések mechanikai szempontból különbözőek, szervezetünkre gyakorolt hatásuk is különböző, ezért kell külön tárgyalnunk őket.

Egy gép mechanikai rezgéseit annak mozgó alkatrészei okozzák. A keletkező rezgések nagysága, vagyis amplitúdója az érintkező felületek megmunkálásától, a gép beállításától, az alkatrészek kopottságától, a közbeiktatott csillapító elemek számától és hatásfokától (figyelembe kell vennünk például, hogy a rezgéscsökkentő gumibakok anyaga az idő múlásával előregedik, ezért a csillapító hatása rohamosan csökken) és még számos műszaki paramétertől is függhet. Pillanatnyi mozgásától függően minden ilyen elmozduló alkatrész adott frekvenciájú rezgést hoz létre. A legtöbb gép nem egy, hanem több mozgó alkatrészt tartalmaz, ezért az emberi testre az érintkezési felületen átadódó rezgések számos, egyidejűleg ható, de különböző frekvenciájú összetevőből állnak. Szervezetünk érzékenysége a rezgésekkel szemben nem minden frekvenciatartományban egyforma. Bizonyos frekvenciájú rezgések erősebb reakciót váltanak ki, mint mások.

Testünk mechanikai szempontból nagyon bonyolult és összetett, erősen csillapított rugó-tömeg rendszerként modellezhető. A **125** az emberi test egyszerűsített mechanikai modelljét láthatjuk. A rendszer bonyolult, mivel az egyes testrészek mechanikai rezgésekkel szembeni legnagyobb érzékenysége különböző frekvenciatartományokba esik (a **125** zárójelben megadtuk az egyes testrészek rezonancia-frekvenciatartományait). Bonyolítja a helyzetet az is, hogy az emberi test nem szimmetrikus felépítésű, valamint hogy a mechanikai rezgésekre adott válaszok nagysága egyéni érzékenységünktől is függ (befolyásolja a testfelépítés, az izomzat, a csontok rugalmassága, az életkor stb.).

Mint említettük, az emberi test egésze mechanikai szempontból (is) összetett rendszer, hiszen különböző testrészek együttesen alkotják, amelyek egymással is kapcsolatban állnak. Ez a magyarázata annak, hogy ha valamely testrészünket annak sajátfrekvenciáján külső gerjesztés éri, akkor arra egy szélesebb frekvenciatartományon reagál. Testünk mechanikai rezgésekre adott válasza a gerjesztés frekvenciájától, valamint a behatás irányultságától függ. Ezeket a tényezőket kell figyelembe vennünk akkor, ha a vibráció károsító hatását szeretnénk megítélni. Amikor egy adott hatásirányban a rezgésszintet mérjük, az emberi érzékelési tartományon belül valamennyi frekvencián elvégezzük a mérést. Annak érdekében, hogy a rezgés által kiváltott szubjektív érzetet és a mért rezgésszintet összehangba hozzuk, súlyozószűrőt alkalmazunk. A megítéléskor azokat a frekvenciákat, amelyeken a testünk erősebben reagál a mechanikai rezgésekre nagyobb súllyal vesszük figyelembe mint azokat, amelyeken kevésbé vagyunk érzékenyek. Az eljárás hasonlatos a zajméréskor alkalmazott A-szűrő használatához, amely az emberi fül érzékenységét követi. A súlyozószűrők frekvenciamenetét a **126** mutatja.

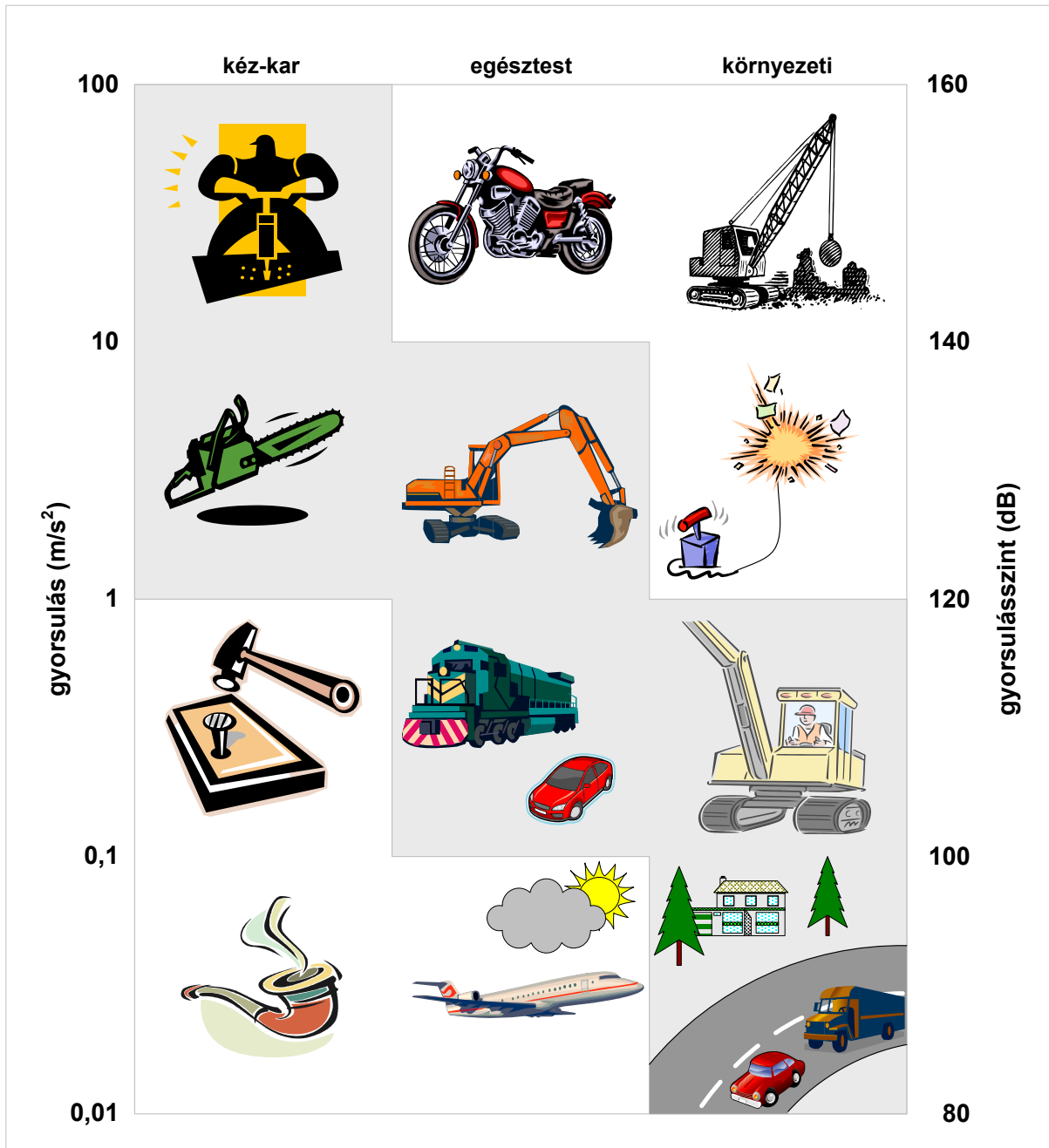


126. ábra Súlyozósűrűk

A **126** alapján megállapíthatjuk, hogy szervezetünk keresztirányban (a vállakkal párhuzamosan) az 1-2 Hz, hosszirányban (a lábtól a fejig) a 4-8 Hz, míg a kéz-kar rendszer a 8-16 Hz frekvenciatartományban mutatja a legnagyobb érzékenységet a mechanikai rezgésekkel szemben.

Az egyenértékű rezgés gyorsulás számszerű értékét tekintve azok a munkafolyamatok, amelyek során a keletkező rezgések a kéz-kar rendszert terhelik, általában $2-50 \text{ m/s}^2$ nagyságrendűek, míg az egész testre ható rezgések az $a_{eq}=0,1-40 \text{ m/s}^2$ tartományba esnek. A **127** különböző tevékenységek egyenértékű rezgés gyorsulásának nagyságrendjét mutatja kéz-

karra, egész testre, ill. környezeti rezgésekre vonatkozóan.

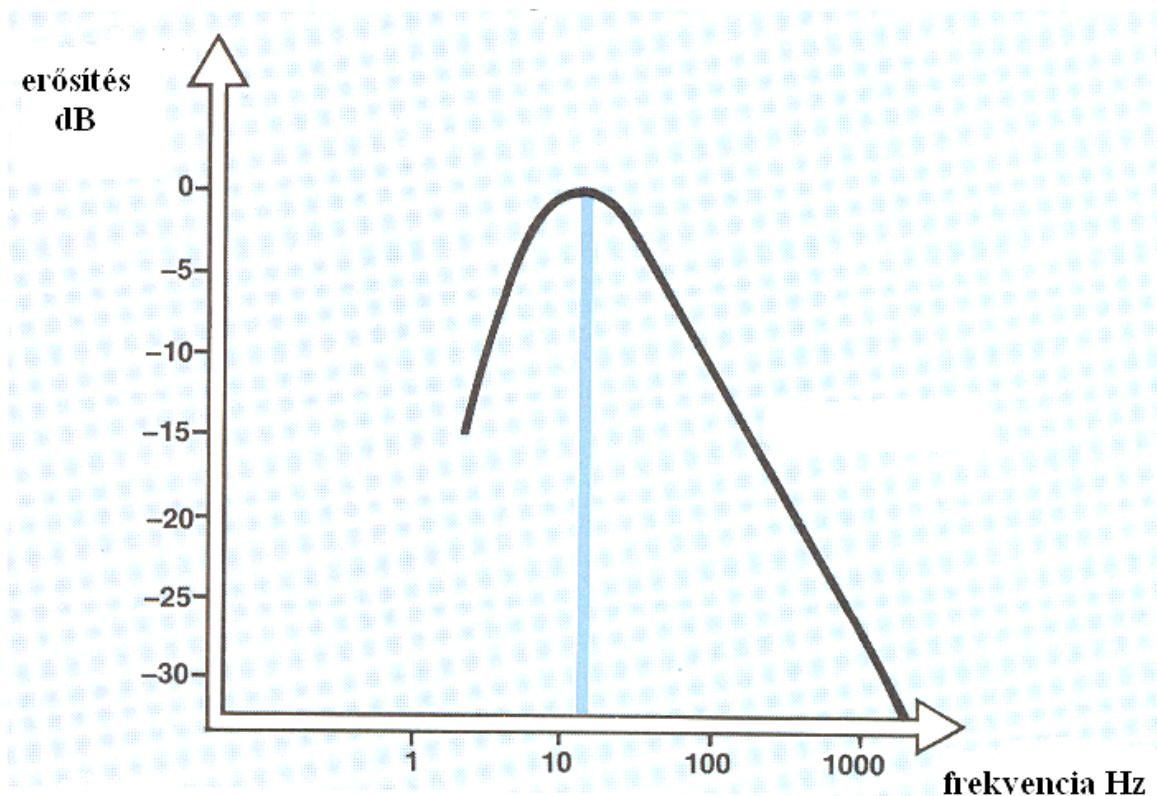


127. ábra Rezgésérősségek különböző helyzetekben
[BRÜEL & KJAER: *Humanschwingungen*; 1989; Naerum;.]

Láthatjuk, hogy munkavégzés, pihenés, ill. szabadidős tevékenység közben szervezetünkre ható rezgések nagyságrendje megközelítően 10^4 szélességű rezgés gyorsulás tartományt ölel át.

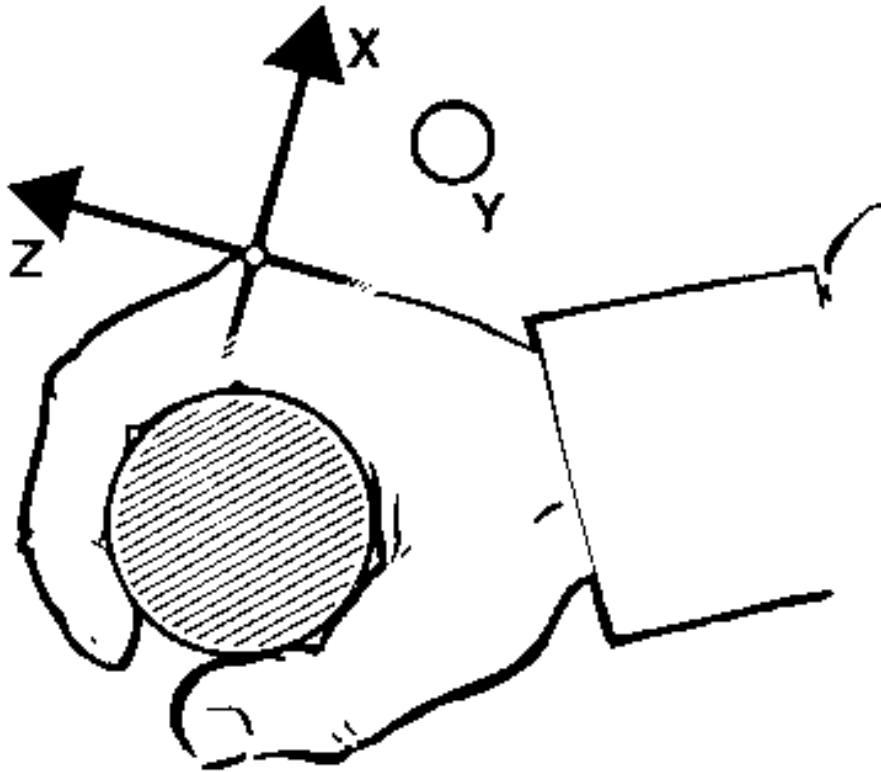
2.2.2 Lokálisan ható rezgések

Lokálisan ható rezgésekről akkor beszélünk, ha egy vagy több végtag, vagy a fej rezgőmozgást végző felülettel érintkezik. Elsősorban a kéz-kar rendszert terhelik, ritkán fordul elő, hogy a fej az érintkező testrészt. Főként rezgékeltető szerszámokkal (űtvefűró, motoros láncfűrés, légkalapács stb.) végzett munka során adódnak át a mechanikai rezgések az emberi szervezetre, döntően a tenyérrel, ill. az ujjakkal érintkező rezgő felületeken keresztül. A behatolás mélysége főként a rezgés frekvenciájától függ. Az érrendszert, a csontozatot és az ízületeket, a környéki idegrendszert és az izomzatot károsítják, de átadódhatnak a test további részeire, ill. hatást gyakorolhatnak a központi idegrendszerre is. A lokálisan ható rezgések frekvenciatartománya jellemzően 8-1000 Hz közé esik. A kéz-kar rendszer mechanikai rezgésekkel szembeni érzékenysége minden irányban egyforma, így X, Y és Z irányban is ugyanazt a súlyozószűrőt alkalmazzuk (**128**). A **128** alapján megállapítható, hogy a kéz-kar rendszer rezgésekkel szembeni maximális érzékenysége a 8-16 Hz frekvenciatartományra tehető. Különösen megterhelő a gépkezelő számára az olyan kéziszerszámokkal történő munkavégzés, amelyek üzemi fordulatszámokon ebbe a tartományba eső rezgéseket gerjesztenek. Ha a keletkező rezgések frekvenciája a tartomány fölötti, akkor az indítási, ill. leállítási folyamat során lép fel különösen nagy károsító hatás.



128. ábra Kéz-karra ható súlyozószűrő

A hatásirányok leírására a **129** látható ortogonális koordinátarendszert alkalmazzuk. Az irányok meghatározásánál mindig a munkavégzés közbeni kézhelyzetet vesszük alapul, az irányokat a fogantyúval, kezelőelemmel stb. érintkező kézhez rendeljük hozzá.



129. ábra Hatásirányok értelmezése kéz-kar rendszer esetén

Az X irányt a szerszám jellegzetességeinek figyelembe vételével jelöljük ki, lehetőség szerint az anatómiai X iránnyal nagyjából megegyező irányban, Y irány párhuzamos a fogantyúval, a Z irány pedig merőleges ez előbbi két tengelyre.

Ha a kéz-kar rendszert éveken át naponta rezgésterhelés éri, akkor az az érrendszer, az ízületek, valamint az idegszövetek károsodásához vezethet. Mechanikai szempontból ugyanis ezek a rendszer rugalmas elemei, így ezek végzik a csillapítást. Különösen a motoros láncfűrészrel dolgozók körében elterjedt megbetegedés az ún. „fehér ujjak” (vagy más néven *Raynaud*) szindróma. Ismertetőjele, hogy a kéz kötőszövetének vérereit és idegeit ért károsodás következtében az ujjak elfehérednek (**130**). A rezgésártalom következtében az érintett ujjakon zsibbadás, érzéketlenség jelentkezik, súlyosabb esetben a dolgozó teljesen elveszítheti tapintóérzékét, ill. kezének mozgásképességét. A jelenség azért különösen veszélyes, mert a tünetek nem csak munka közben jelentkeznek, hanem a mindennapi tevékenységet is zavarják és a folyamat többnyire visszafordíthatatlan.

Azok a kéziszerszámok, amelyek ütőszerű rezgéseket adnak át a kéz-kar rendszerre (mint például léghalapács, ütvefűró, kőtörők stb.), főként a kéz- és a könyök ízületet károsítják. Jellemző tünetei ízületi- és izomfájdalmak, izomgyengeség, valamint az alkar korlátozott mozgásképessége.

Mint már említettük, a vibráció okozta károsodások általában irreverzibilis folyamatok, ezért is van különös jelentősége annak, hogy a rezgéskeltő kéziszerszámok időszakos felülvizsgálatát az előírások szerinti rendszerességgel elvégezzék. A vizsgálatok során meghatározzuk a szerszámról a kéz-kar rendszerre átadódó rezgések kéz-kar rendszerre vonatkozó szűrővel súlyozott rezgésyorsulását. Ennek ismeretében meghatározható az a

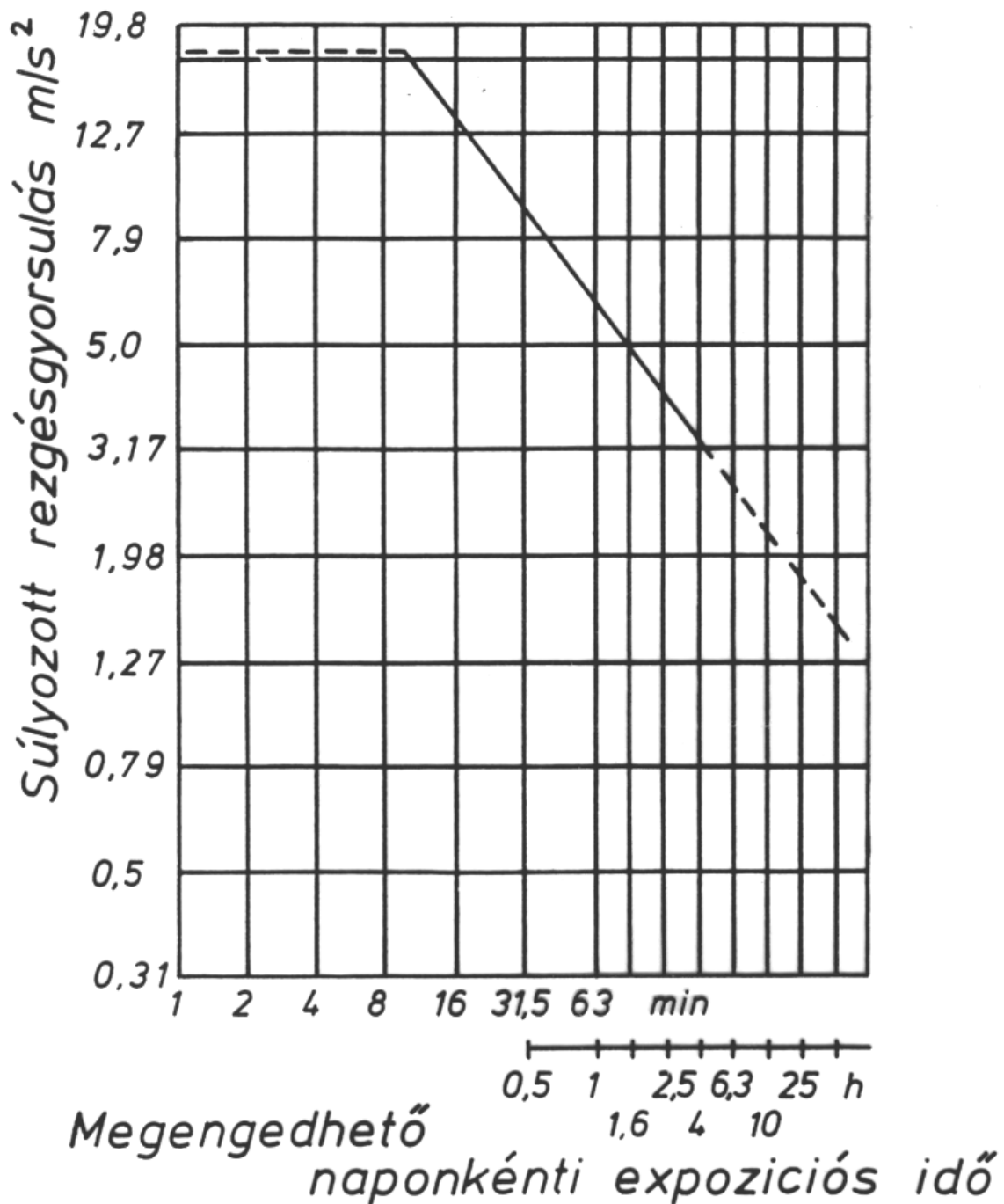
naponként megengedhető maximális expozíciós idő, amely nagy valószínűséggel nem okoz megbetegedést a gépkezelő számára (131).



130. ábra „Fehér ujjak” szindróma

Forrás: KOVOX Kft.

A rezgésexpozíciónak kitett munkavállalókra vonatkozó minimális egészségi és munkabiztonsági követelményekről szóló 22/2005. EüM rendelet [\[22/2005. \(VI. 24.\) sz. EüM rendelet a rezgésexpozíciónak kitett munkavállalókra vonatkozó minimális egészségi és munkabiztonsági követelményekről.\]](#) előírásai szerint kéz-kar rezgések esetén a napi megengedett expozíciós határérték napi 8 órás referencia időszakra vonatkoztatva, négyzetes középértékben (rms-ben) mérve 5 m/s^2 , hideg, nedves munkakörnyezetben pedig $2,5 \text{ m/s}^2$. Az S időállandóval mért legnagyobb súlyozott gyorsulás pedig az 50 m/s^2 értéket nem lépheti túl. Ha az expozíciós idő a napi 8 órától eltér, a határértéket át kell számítani a tényleges behatási időtartamra.



131. ábra Súlyozott rezgésyorsulás és a naponkénti expozíciós idő

A rezgésterhelés nagysága csökkenthető:

- a kibocsátásnál,
- egyéni védőeszközök alkalmazásával, ill.
- munkaszervezéssel.

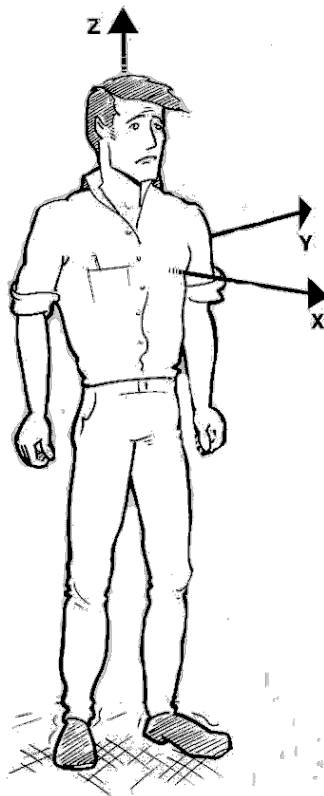
A kéz-karra ható rezgések a kibocsátásnál főként a gépek megfelelő karbantartásával (kopott alkatrészek cseréje), valamint a rezgéscsillapító elemek (gumibakok, fogantyúk) rendszeres

ellenőrzése, szükség esetén cseréje révén csökkenthetők. Egyéni védőeszközként elsősorban speciális védőkesztyű használható. Megfelelő munkaszervezéssel csökkenteni lehet a napi, ill. heti expozíciós időt, de rendszeresen közbeiktatott szünetek révén is csökkenthető a vibrációs ártalom.

2.2.3 Egész testre ható rezgések

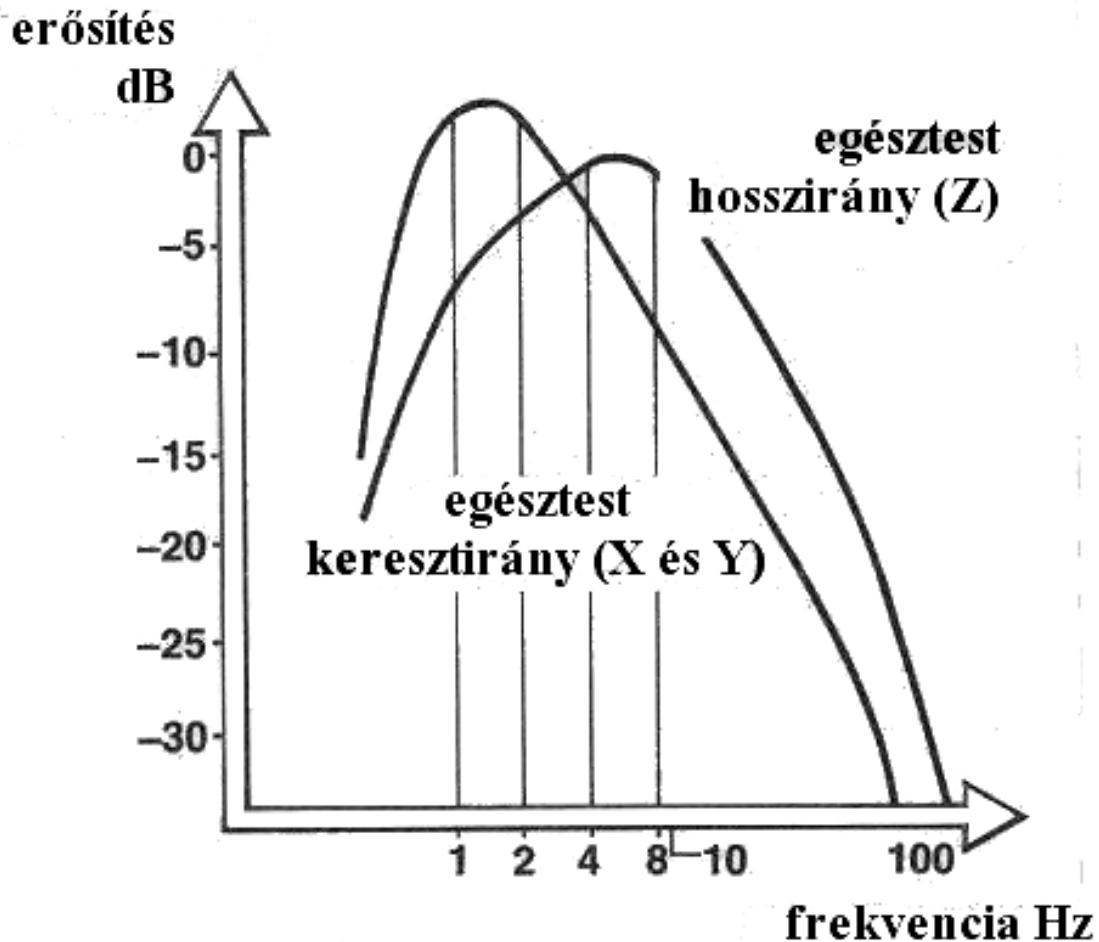
Az egész testre ható rezgés a mindennapokból legjobban ismert megjelenési formája a mechanikai rezgéseknek. Naponta találkozhatunk vele közlekedési eszközön utazva, a munkahelyeken nehézgépek kezelőhelyein, valamint terepen mozgó munkagépek vezetőülésében ülve. De megzavarhatja pihenésünket is, mivel a környezeti rezgések (pl. vasúti-, illetve közúti közlekedésből származó vibráció, amely az épületek falán, földémszerkezetén keresztül adódik át szervezetünkre) ugyancsak az egész testre hatnak. Ilyen rezgések álló-, ülő- és fekvő testhelyzetben érhetik szervezetünket, a lábakon, az altesten, ill. a háton keresztül.

Az egész testre ható rezgések esetén a gerjesztési irányok meghatározására ortogonális koordináta-rendszert használunk, melynek kiindulópontja a szív. A gerincoszloppal párhuzamosan, a lábtól a fej irányában értelmezzük a Z-tengelyt, a mellkasra merőlegesen, hátulról előre mutat az X-irány, míg a mellkassal párhuzamosan, jobbról balra értelmezzük az Y-irányt. Különböző testhelyzetekben (ülő, álló, fekvő) ugyancsak ezeket az irányultságokat használjuk. Az emberi testhez rendelt koordináta-rendszert a **132** mutatja.



132. ábra Behatás irányának értelmezése egész testre
[\[BRÜEL & KJAER: Humanschwingungen; 1989; Naerum;.\]](#)

A kéz-karra ható rezgésektől eltérően az egész testre ható vibrációval szemben az emberi szervezet érzékenysége eltérő a különböző irányokban. Szervezetünk nagyobb érzékenységet mutat hosszirányban (Z-tengely), mint keresztirányban (X, Y-koordináták). Ezért a rezgésterhelés megítélésére a **133** látható súlyozósűrőt alkalmazzuk.



133. ábra Súlyozósűrő egész testre ható rezgések esetén

A **133. ábra** alapján elmondható, hogy hosszirányban a legnagyobb érzékenység frekvenciatartománya 4-8 Hz, míg keresztirányban (X, Y) 0-2 Hz. Az X és Y irányokban nincs különbség érzékenység tekintetében a két koordináta között.

Az egész testre ható rezgések súlyos esetben zavarokat okozhatnak a központi idegrendszerünkben is. Szervezetünkre gyakorolt hatásuk elsősorban az átadódó rezgések frekvenciatartományától függ. 0-2 Hz frekvenciatartományban akut kimerültséget, alvászavarokat, fejfájást, émelygést, tengeribetegségekre jellemző tüneteket okoz. X, Y irányokban 2-4 Hz, Z irányban 3-6 Hz frekvenciatartományban a hasüreg, a mellkas és a rekeszizom rezonanciája figyelhető meg. Z-irányban 20-30 Hz frekvenciatartományban jelentkező rezgések esetén olyan kellemetlen érzetünk támad, mintha a fejünk el akarna szakadni a törzsünktől. 60-100 Hz között pedig a szemgolyó rezonanciája miatt látászavarok lépnek fel.

Azok az emberek, akiket több éven át naponta ér egész testre átadódó vibráció, a fentiekén kívül általános tünetekként isiászra, emésztési zavarokra, gerincbántalmakra panaszkodnak, de gyakoriak közöttük mozgásszervi zavarok, valamint a hátgerinc kóros deformációja is. A tünetek súlyosságát a frekvenciatartományon és a gerjesztés irányultságán kívül befolyásolja még:

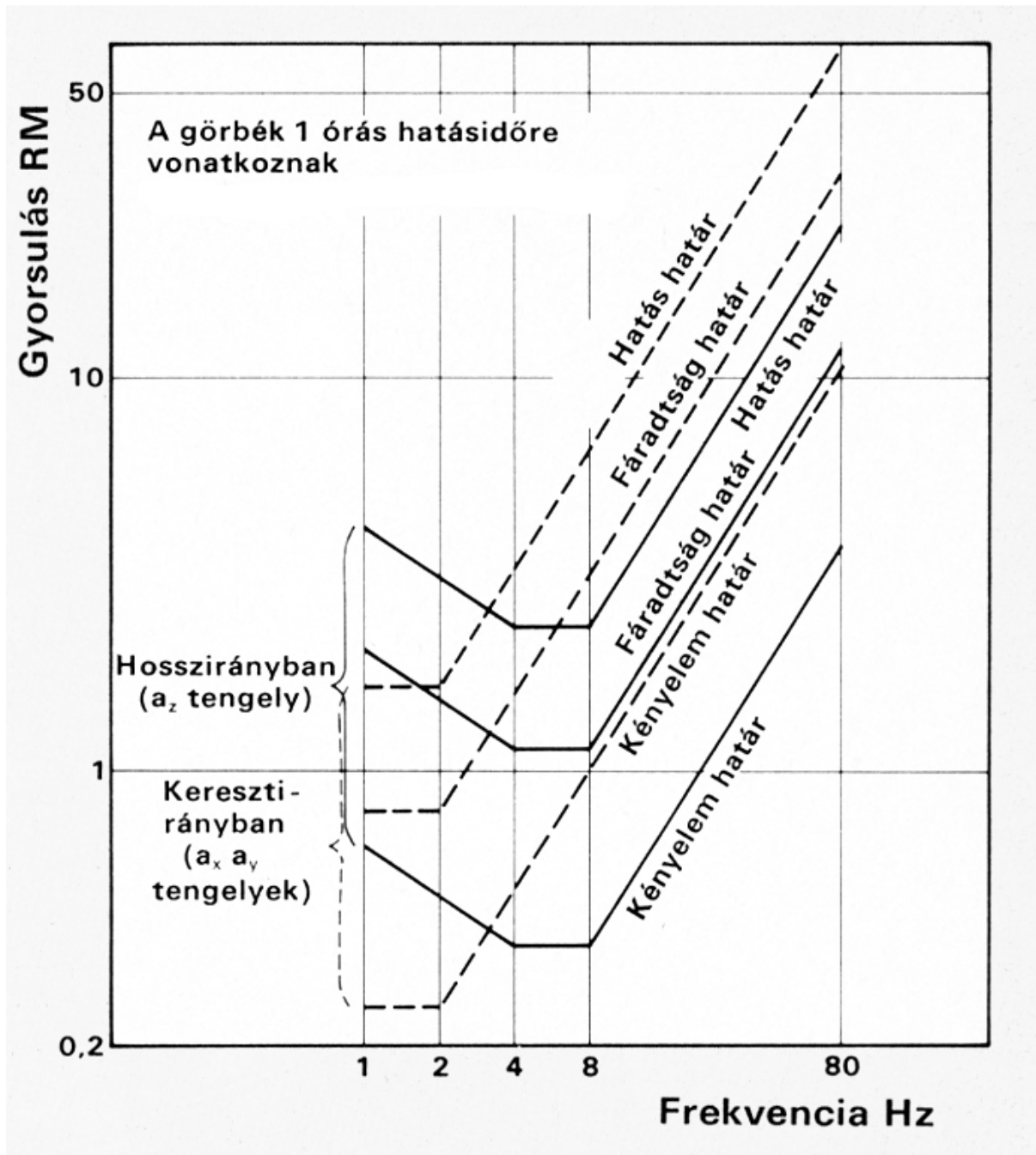
- a rezgés időbeli lefolyása (folyamatos, periódusos, ritkán előforduló);
- a rezgés intenzitása (állandó, változó, lökészerű);
- az expozíciós idő (napi, heti);
- az egyéb fizikai megterhelés a vibráció hatásideje alatt;
- a testhelyzet (álló, ülő, fekvő);
- a testfelépítés;
- a pillanatnyi idegi- és fizikai állapot;
- a rezgésekre való egyéni érzékenység;
- a biológiai nem (másként hat a vibráció a női szervezetre, mint a férfira);
- az életkor.

A mechanikai rezgések és az emberi test kapcsolatára a nemzetközi előírások 1 perc és 24 óra közötti hatásidőre határgörbékét adnak meg. A görbeseregéből a rezgésyorsulás határértékei olvashatók ki a frekvencia függvényében, a hatásirányokat is figyelembe véve, három komfortfokozatban:

Kényelem határ (*reduced comfort boundary, Grenzwerte für Komfort-beeinträchtigung*), amely a csökkent kényelem határát jelzi. Utasszállító járműveken (repülőgép, vonat, hajó) veszik figyelembe, azt a határt jelöli, ahol az okozott rezgések például nehézséget jelentenek az írásban, vagy az olvasásban az utazás során.

Fáradtság határ (*fatigue decreased proficiency boundary, Grenzwerte für Leistungsbeeinträchtigung*), amely teljesítménycsökkenést okoz például a járművezetőknél, gépkezelőknél. Főként olyan esetekben alkalmazzák a rezgések hatásának megítélésére, amikor az emberi szervezetre gyakorolt hatás az idő függvényében változik (általában nő, mint például a fáradás érzése).

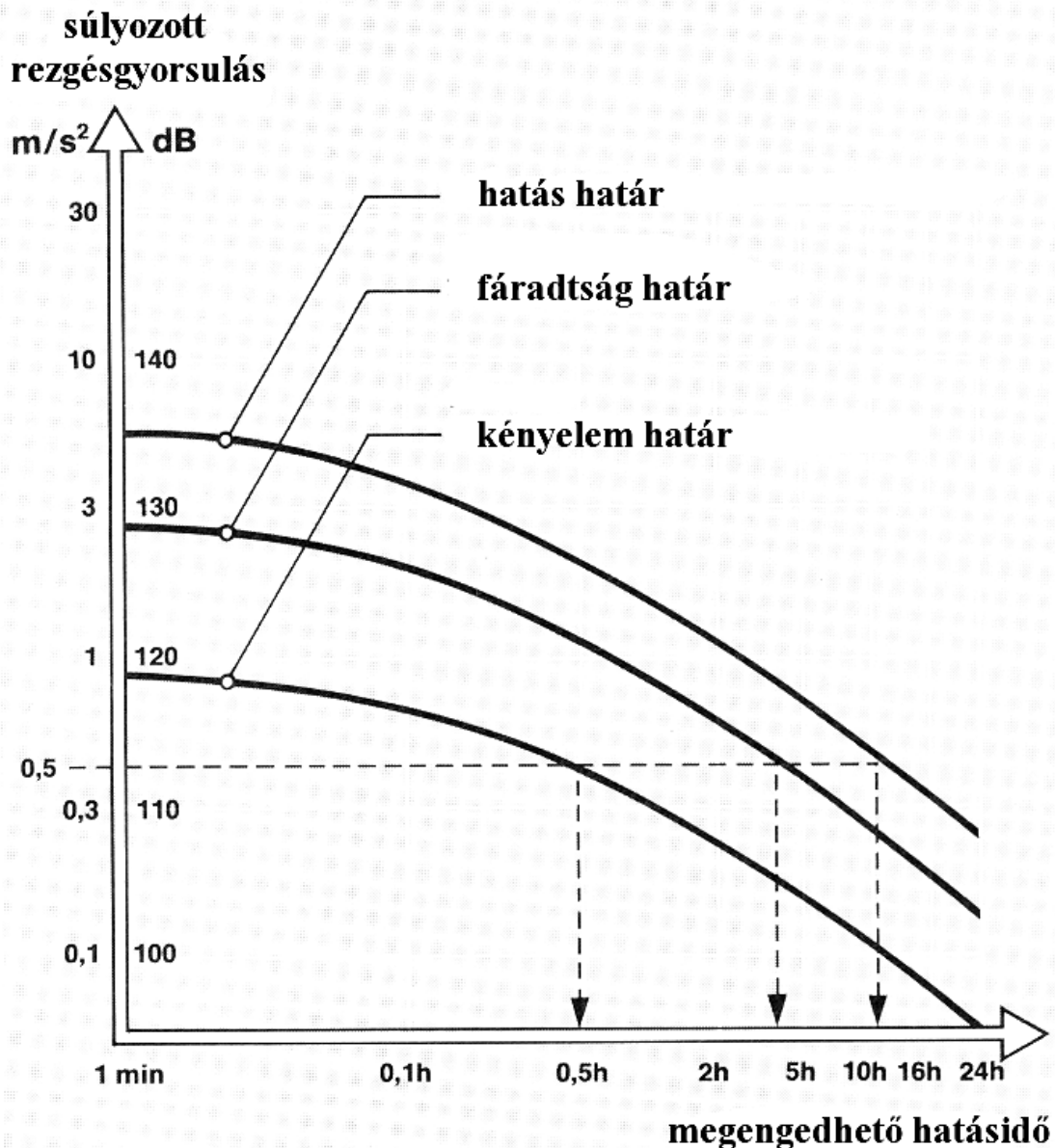
Hatás határ (*exposure limits, Grenzwerte für Gesundheitsgefährdung*), amelynek átlépése egészségkárosodáshoz vezet. A **134** egy óra hatásidőre láthatjuk a különböző komfortfokozatnak megfelelő határgörbékét hossz-, ill. keresztirányban. A további hatásidőkre vonatkozó határgörbék alakja hasonló, párhuzamosan futnak az ábrán látható görbékkel, azok fölött, ha a hatásidő egy óránál kisebb, ill. azok alatt, ha egy óránál nagyobb a rezgés-expozíció időtartama.



134. ábra Komfortfokozatok hatásgörbéi 1 óra hatásidőre

A 135 ugyanazt az összefüggést láthatjuk egy más megközelítésből. Az ábráról leolvasható a különböző súlyozott rezgés gyorsulás értékekhez tartozó megengedhető hatásidő az egyes komfortfokozatokban, vagy fordítva. A frekvenciafüggőséget a függőleges tengelyen feltüntetett súlyozott értékekkel vesszük figyelembe. Az ábrán szaggatott vonallal jelölt példa alapján láthatjuk, hogy $0,5 \text{ m/s}^2$ súlyozott rezgés gyorsulás esetén a megengedhető hatásidő naponként:

- 30 perc, ha a kényelem határ;
- 4 óra, ha a fáradtság határ;
- 11 óra ha a hatás határ szerinti rezgésterhelést nem akarjuk túllépni.



135. ábra A hatásidő és a gyorsulás közötti kapcsolat

A rezgésexpoziciónak kitett munkavállalókra vonatkozó minimális egészségi és munkabiztonsági követelményekről szóló 22/2005. EüM rendelet [\[22/2005. \(VI. 24.\) sz. EüM rendelet a rezgésexpoziciónak kitett munkavállalókra vonatkozó minimális egészségi és munkabiztonsági követelményekről.\]](#) előírásai szerint egész testre ható rezgések esetén a napi megengedett expoziációs határérték napi 8 órás referencia időszakra vonatkoztatva 1,15 m/s². A pillanatnyi rezgés gyorsulás csúcsértéke S időállandóval mérve a 10 m/s² értéket nem haladhatja meg.

Az épületekben mérhető, emberre ható rezgésterhelés határértékeit a környezetvédelmi miniszter és az egészségügyi miniszter 8/2002. (III. 22.) KöM-EüM együttes rendelete [\[8/2002. \(III. 22.\) KöM-EüM együttes rendelete a zaj- és rezgésterhelési határértékek megállapításáról.\]](#) alapján a 12 foglaljuk össze.

12. táblázat Az emberre ható rezgés terhelési határértékei épületekben

Sorszám	Épület, helyiség ¹	Rezgésterhelési határérték ² [mm/s ²]			
		A_M	A_0	A_{max} ³	
1.	Rezgésre különösen érzékeny helyiség (pl. műtő)	3	3,6	100	
2.	Lakóépület, üdülőépület, szociális otthon, szálláshely-szolgáltató épület, kórház, szanatórium lakó- és pihenőhelyiségei	nappal 6–22 óra	10	12	200
		éjjel ⁴ 22–6 óra	5	6	100 ⁵
3.	Kulturális, vallási létesítmények nagyobb figyelmet igénylő helyiségei (pl. hangversenyterem, templom); bölcsőde, óvoda foglalkoztató helyiségei; orvosi rendelő	10	12	200	
4.	Művelődési, oktatási, igazgatási és irodaépület nagyobb figyelmet igénylő helyiségei (pl. tanterem, számítógépterem, könyvtári olvasóterem, tervezőiroda, diszpécserközpont); színházak, mozik nézőterei; magasabb komfortfokozatú szállodák közös terei	20	24	300	
5.	Kereskedelmi, vendéglátó épület eladó-, ill. vendéglátó terei; sportlétesítmények nézőtere; középületek folyosói, előcsarnokai	30	36	600	

Megjegyzések:

¹ A táblázatban nem szereplő helyiség esetén a funkciójának legmegfelelőbb sorszámúba való besorolást kell alkalmazni.

² Értelmezése és ellenőrzése az MSZ 18163–2 szabvány szerint. A megítélési idő: a nappali 16 óra, éjjeli 8 óra.

³ Ha a rezgés az MSZ 18163–2 értelmezése szerint ritkán előforduló, rövid idejű rezgési jelenség, akkor a nappali időszakra vonatkozó A_{max} (az 1. sorszámú helyiségek kivételével) a táblázatban közölt értékek másfélszerese.

⁴ Csak akkor kell érvényesíteni az éjszakai határértéket, ha a helyiséget éjszaka is rendeltetésszerűen használják.

⁵ Rendszeres üzemi tevékenységből származó rezgések esetén $A_{max}=30$ mm/s².

[\[8/2002. \(III. 22.\) KöM-EüM együttes rendelete a zaj- és rezgésterhelési határértékek megállapításáról.\]](#)

A környezeti rezgés terhelési határértékek csak az épületekben tartózkodó emberekre ható rezgésekre vonatkoznak, nem érintik a más jogszabályok, előírások alapján megállapított határértékeket, követelményeket. Nem vonatkoztathatók határértékként az épület szerkezeti károsodását vagy a telepített berendezések működési zavarait okozó rezgésekre.

Rendkívüli esetekben (pl. építkezés, alkalmi robbantás) az épületben mért félperces maximumok túlléphetik az A_{max} határértéket, de az éjszakai időszakban az A_{max} határérték másfélszerese ilyen esetben sem léphető túl. Ezekben az esetekben az A_M határértékek teljesülését nem kell figyelembe venni.

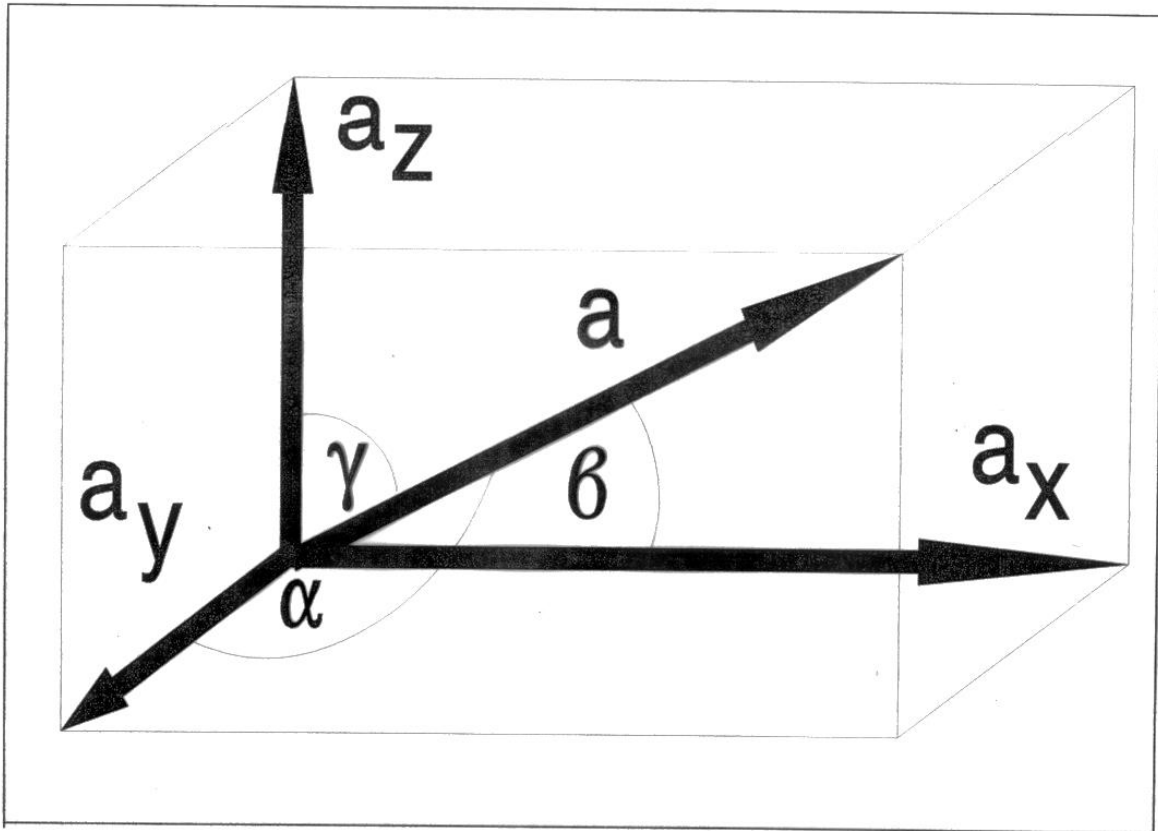
A terhelési határérték túllépése jelentős, ha az A_M túllépése 4-szeresnél, az A_{max} túllépése 2-szeresnél nagyobb.

Abban az esetben, ha a rezgések egyidejűleg több irányból hatnak az emberi testre, a hatás

megítéléséhez először az összetevők vektoriális összegzésével meghatározzuk az eredő irányát (31. ábra). Az eredő abszolút értékét pedig az alábbi összefüggés alapján számoljuk ki:

71. képlet. $a = \sqrt{[(1,4a_x)^2 + (1,4a_y)^2 + a_z^2]}$,

ahol: a_x , a_y , a_z az X, Y, ill. Z irányban mért súlyozott rezgésyorsulás összetevő, a 136 bemutatott értelmezés szerint.



136. ábra Az eredő rezgésyorsulás vektor, több irányú összetevő esetén

2.3 Rezgésmérés (Koren Edit)

Széchenyi István Egyetem, Győr

Előfordulhatnak olyan technológiák, ahol a munkavállalókat rezgésterhelés éri (pl. az építőiparban használatos lapvibrátorral végzett tömörítés, a mezőgazdasági gépkezelés, a közúti árufuvarozás is, az alkalmazott járművek technológiai színvonalától függően stb.). A munkavégzés során keletkező rezgés mérése a munkaeszköz, munkafolyamat rezgésszintjének meghatározásához szükséges.

A rezgésmérés eredményének az értékelése útján tudjuk meg, hogy éri-e káros expozíció a dolgozót a teljes munkaidő alatt, amíg az egyes technológiai mozzanatokban az adott gépet kezeli, vagy azon ül, ill. áll. Ugyanígy ellenőrizhető, hogy a külső terhelés – például elhaladó vonat vagy metró szerelvények – hatására az épületben keletkező rezgések nem okoznak-e kellemetlen érzetet, és idővel egészségi problémát az épületben tartózkodóknak. Az előbbi esetben munkahelyi egészségvédelemről beszélünk, és az ehhez kapcsolódó méréseket az ÁNTSZ (Állami Népegészségügyi és Tisztiorvosi Szolgálat) végzi, ill. az expozíció megítéléséhez szükséges jogszabályokat az Egészségügyi Minisztérium adja ki, míg a másik esetben környezeti rezgésekről van szó, és a Környezetvédelmi és Vízügyi Minisztérium hatáskörébe tartozik a mérés és ellenőrzés is.

2.3.1 Rezgémérő műszerek, érzékelők

A környezeti rezgésvizsgálatokban általában a gyorsulás-idő függvények ismerete szükséges, mivel a mérések gyorsulásérzékelőkkel történnek. Másrészt a testre ható gyorsulás egyenesen arányos azzal a testre ható tehetetlenségi erővel, amelyik kiváltja a kellemetlen rezgésérzetet. Ennek megfelelően egyenértékű rezgés gyorsulást, ill. súlyozott egyenértékű rezgés gyorsulást mérünk.

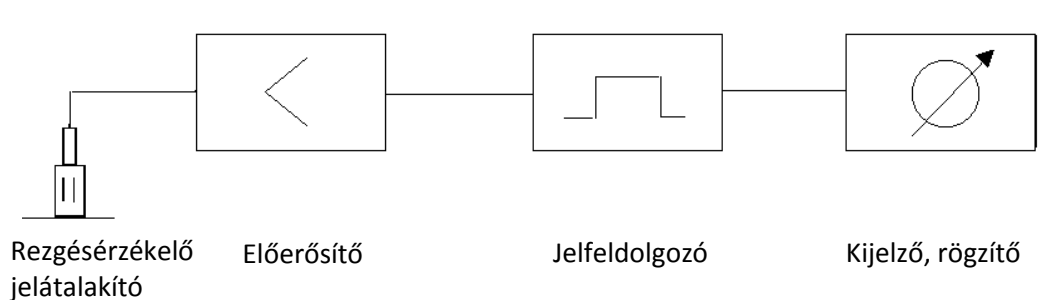
Az egyenértékű rezgés gyorsulás képlete:

$$72. \text{ képlet. } a_{eff} = \lim_{T \rightarrow \infty} \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt},$$

ahol a T az integrálási időt jelenti. Akkor lenne pontos a mérésünk, ha végtelen hosszú ideig mérnénk, ez azonban lehetetlen. A T idő megválasztása attól is függ, hogy milyen frekvenciájú a rezgés. Alacsony frekvenciákhoz hosszabb, magasabb frekvenciákhoz rövidebb integrálási idő tartozik. A 3-4 %-os pontosság eléréséhez legalább 10 s-ra kell választani a T időt. Környezeti rezgéseknél a frekvenciatartomány általában 0-100 Hz. Ez az egész test rezgések tartománya, ennél magasabb frekvenciák már általában a lokális rezgések tartományát jelentik. A mérések során ezért az integráló rezgémérő műszerek lassú időállandóját kell használni. Az emberek rezgésérzékenysége a frekvencián kívül függ a rezgés erősségétől, és attól is, hogy mennyi ideig kell elviselni az adott rezgést. Függ még az érzékenység szubjektív tényezőktől is, elsősorban az elviselő és környezetének kapcsolatától. Például, más rezgés zavarja az embert munka, mint pihenés közben, és a nagyvárosi lakásban még nem zavaró, forgalomból eredő rezgés veszélyes lehet egy orvosi műtőben **[FÓRIÁN]**

SZABÓ P.: Környezetgazdálkodás. Zaj és rezgés elleni védelem; 1991; Budapest; BME Mérnöktovábbképző Intézet;.]

A rezgésmérő műszerek összeállítása hasonlatos a zajmérő műszerekéhez azzal a különbséggel, hogy az érzékelő ebben az esetben gyorsulásérzékelő. Az egyszerűsített mérőműszer összeállítást mutatja a **137. ábra**.

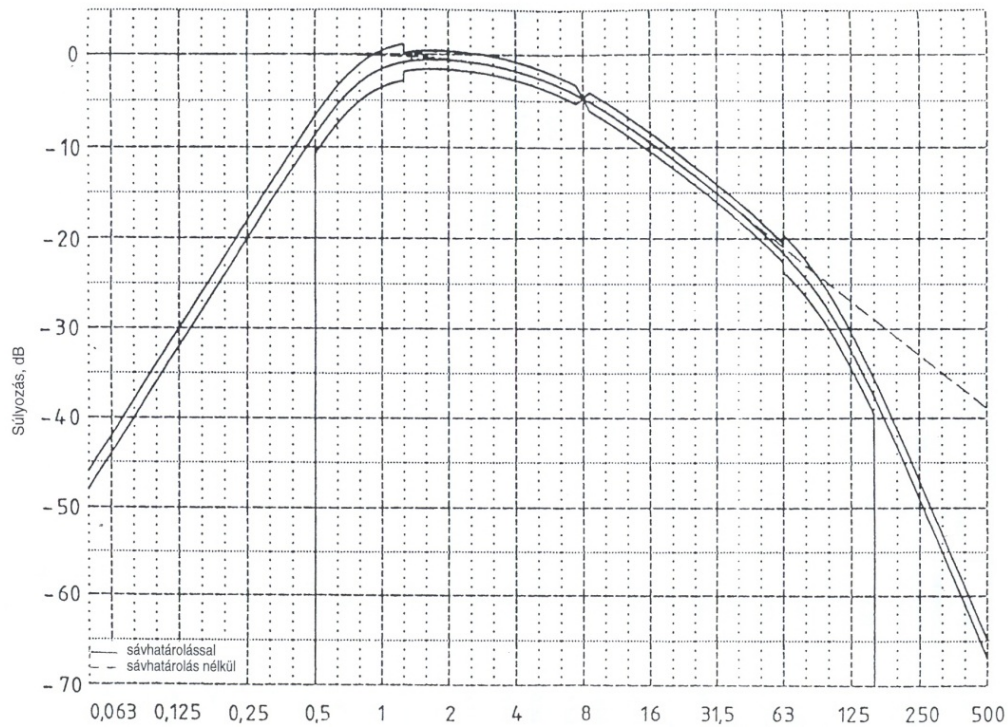


137. ábra A rezgésmérő műszer tartozékai

Rezgésérzékelő: piezoelektromos, ill. ferroelektromos gyorsulásérzékelő, amelyekben mechanikai erő hatására a kristály felületei között elektromos feszültség keletkezik, és a gerjesztő rezgéssel arányos elektromos jelet ad.

Ha a rezgés gyorsulást mérő rendszerbe olyan szűrőt iktatunk be, amelynek a frekvencia-átviteli jelleggörbéje arányos az emberi szervezet rezgésérzékenységével, akkor a kapott mérési eredmény azt az értéket adja, amit a kapott terhelésre az ember érez (a zajszintmérés **A** szűrőjéhez hasonlóan). Az érzékenységünk függ a frekvenciától, ezért a súlyozó szűrőt is ennek megfelelően kell meghatározni. Ezt szabványok adják meg. A **138** egy ilyen jelleggörbét mutat. Az ábrából látható, hogy a környezeti rezgésmérésre használt súlyozószűrő olyan készülék, amely a bejövő rezgésekből az alacsony frekvenciájúakat (1-8 Hz közöttieket) szinte változatlanul hagyja, de a magasabb és ennél alacsonyabb frekvencia-összetevőket arányosan kiszűri, az emberi szervezethez hasonlóan. A gyakorlatban általánosan használatos integráló rezgésmérő a súlyozott egyenértékű rezgés gyorsulást közvetlenül határozza meg.

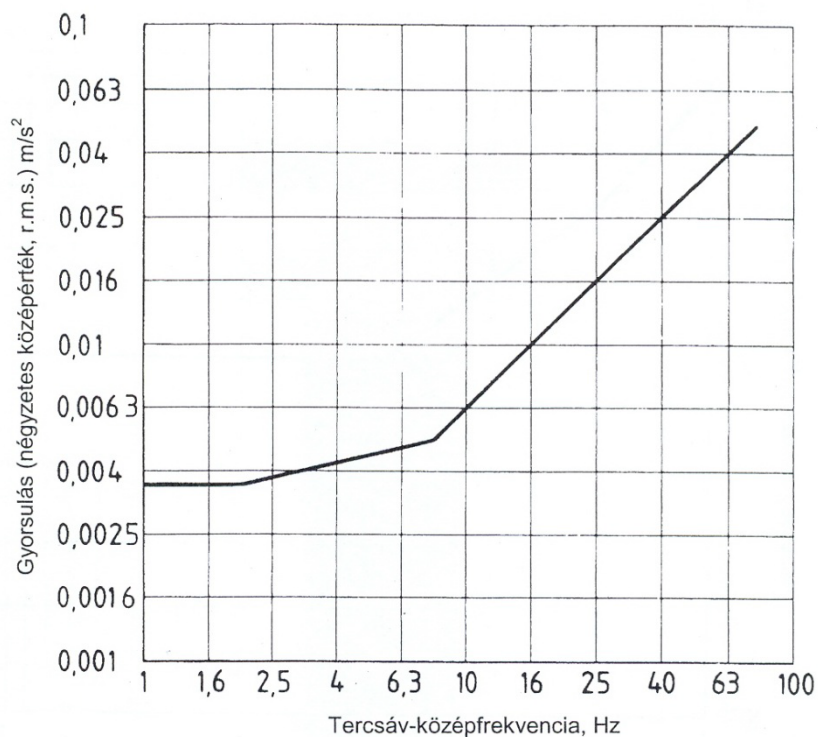
Az emberi érzékenység megmutatására az érzékelési görbék szolgálnak. Az érzékelési küszöb alapgörbe annak a minimális rezgésintenzitásnak felel meg, amit az ember teljesen zaj- és rezgésmentes környezetben erősen odafigyelve éppen megérez. Ez a küszöbérték más a gerincoszlopra merőleges, és más az azzal párhuzamos rezgések esetén. Ezért ha nem lehet előre tudni, hogy melyik irányú rezgés várható például egy épületben, ill., ha az ember helyzete változik, akkor mindegyik rezgésirány görbéjének határvonalából szerkesztett úgynevezett kombinált alapgörbével dolgozunk. A **139. ábra** a gyorsulás kombinált (X-Y-Z irányú) alapgörbéjét mutatja épületrezgésre.



138. ábra A súlyozószűrő frekvencia jelleggörbéje a tűrésmezővel

Frekvencia, Hz

[MSZ 18163-2:1996 Rezgésmérés. Az emberre ható környezeti rezgések vizsgálata építményekben.]



139. ábra A gyorsulás kombinált alapgörbéje épületrezgésre

[MSZ ISO 2631-2:2002 Az emberre ható egészségtest rezgés értékelése (visszavont).]

Az egészségre káros rezgések két úton érhetik az embert, egész testre ható rezgésként, ill. lokális (kéz/kar) rezgésként. Az egész testre ható rezgés olyan mechanikai rezgés, amit az egész test átvesz a munkavállaló munka közbeni helyzetéből adódóan, és ez kockázatot jelenthet érrendszeri, csont és ízületi, idegrendszeri elváltozások formájában. Ilyen, munkavégzés során keletkező egész testre ható rezgés lehet például a villamos mozdony vezető-ülésében átadott rezgés, vagy a kőtörő berendezés irányítófülkéjében ülő emberre ható rezgés. A kézre ható rezgéseket azért nevezzük lokális rezgésnek, mert mindig az adott szerszám vagy gép határozza meg, hogy milyen módon, és milyen helyen adódik át a működő szerszám rezgése attól függően, hogy a gépet teljes súlyával együtt a kézben tartják, vagy a földön vezetik stb.

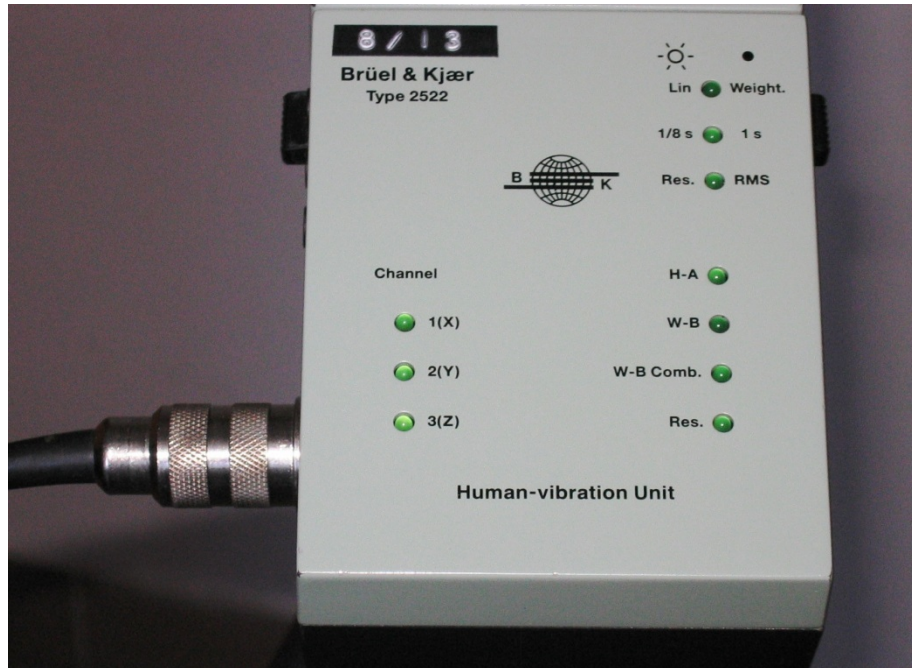
A mérőeszközök érzékelői is attól függenek, hogy milyen típusú mérésre kell használni azokat. A **140. ábra** képe egy zajszintmérő műszerrel kombinálható rezgésmérőt mutat. Ebben az esetben a rezgésmérő egység (**141. ábra**) a gyorsulásmérő, a jelfeldolgozást és adatmentést a zajszintmérő műszer egység végzi, az érzékelő (**142., 143., 144**) külön kapcsolható a szerkezethez.



140. ábra Rezgésmérő

Forrás: szerző felvétele¹

¹ A felvételek az Győr-Moson-Sopron megyei ÁNTSZ-nél, illetve az Észak-dunántúli Környezet- Víz- és Természetvédelmi Felügyelőség mérőállomásán készültek, és beleegyezésükkel jelennek meg.



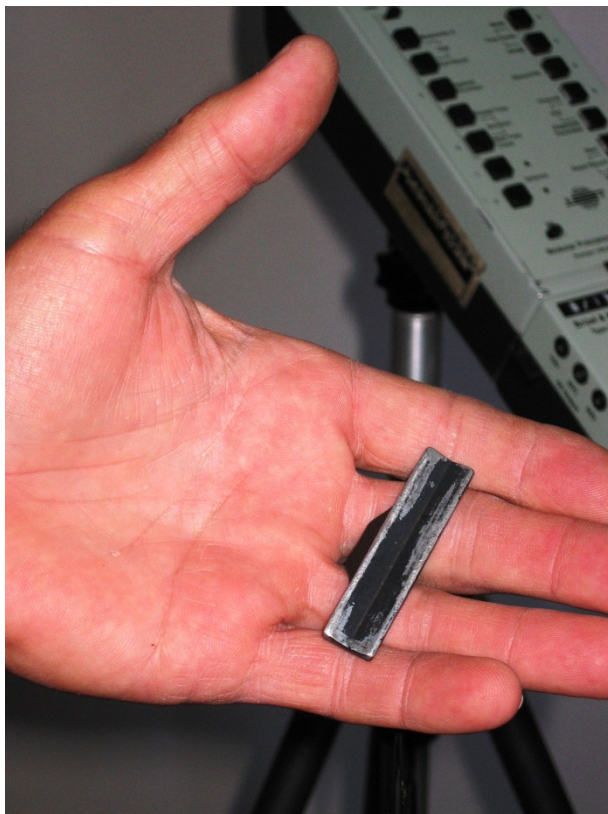
141. ábra A gyorsulásmérő egység az érzékelő csatlakozásával

Forrás: szerző felvétele

A **lokális rezgésmérés érzékelőjének** az emberi tenyérre általában a megfogott eszköztől átadódó rezgést (gyorsulást) kell mérnie, ezért kicsinek és a munkavégzést nem akadályozónak kell lennie. A **142** képe mutatja a könnyen kézbe fogható, középső- és gyűrűsujj közé illeszthető elemet, amelyet akár kesztyűhasználat, akár puszta kéz esetén könnyen lehet alkalmazni, és jobb és bal kéz esetén is változtatás nélkül használható.

Az **egész testre ható rezgésmérés érzékelője** egy ülőpárna, azoknak a rezgésterheléseknek az érzékelésére, amelyek a gépeken (vagy épületekben) ülő személyekre hatnak (**143**).

Az egész testre ható rezgés az ülő helyzeten kívül álló, vagy fekvő helyzetben is érheti az embereket, ilyenkor arra a gépre (padlóra) kell helyezni az érzékelőt, ahol az ember áll, ill. fekszik. Ennek a három csatornás (X-Y-Z) érzékelő eszközét mutatja a **144** képe. Az érzékelőt saját jelentős (~7-8 kg) súlyánál fogva nem szükséges fúrással, ragasztással rögzíteni, a helyzetét megtartja a mérés során.



142. ábra Kézre ható rezgésmérés érzékelője

Forrás: szerző felvétele



143. ábra Egésztest rezgésmérés érzékelője

Forrás: szerző felvétele



144. ábra Álló, fekvő helyzetben ható egésztest rezgés érzékelője

Forrás: szerző felvétele

2.3.2 Lokálisan ható rezgések mérése és értékelése

A kéz/karrezgés: olyan a kézre/karra ható mechanikai rezgés, amely az emberi kéz/kar rendszerre továbbítva a dolgozó számára egészségi és biztonsági kockázatokat jelent, különösen érrendszeri, csont-, izom-, idegrendszeri, ill. ízületi elváltozások formájában [\[Az egészségügyi miniszter 22/2005. \(VI. 24.\) EüM rendelete a rezgésexpoziciónak kitett munkavállalókra vonatkozó minimális egészségi és munkabiztonsági követelményekről.\]](#).

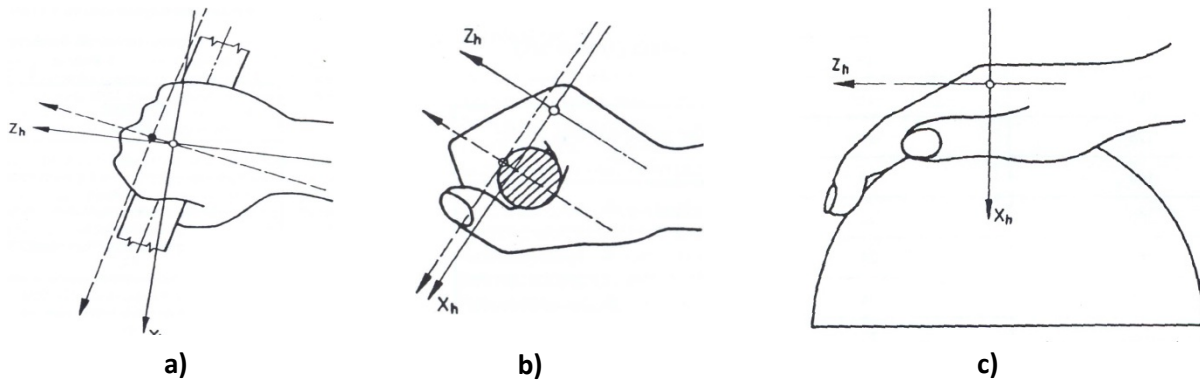
A munka típusától és helyétől függően folyamatos rezgésnek lehet kitéve az egyik, vagy mindkét kéz és kar, valamint ezeken keresztül a váll is. A rezgés által kiváltott rendellenességek kialakulási ideje nem ismert pontosan, ezért nehéz a rezgésterhelés megállapítására mindenre kiterjedő módszert adni. A rezgésvédelmi szabványok az Európai Unió jogharmonizáció során változtak, és még sok közülük ma is csak angol nyelven érhető el. A terhelések lehetnek periodikus, véletlenszerű és nemperiodikus, rezgések, valamint ütő-igénybevételek.

A lokálisan ható (kéz/kar) rezgések biológiai súlyossága függ:

- a rezgés frekvenciatartományától;
- a rezgés amplitúdójától;
- az igénybevételi idő és a napi munkaidő hányadosától;

- az igénybevétel időbeli eloszlásától;
- az adott időpontig számított halmozott terheléstől;
- a kezelő által a szerszámra gyakorolt nyomás nagyságától, irányától;
- a kéz/kar helyzetétől az igénybevétel alatt;
- a rezgő gép, munkadarab típusától;
- a kézre ható rezgés irányától;
- a kezelő jártasságától;
- a kezelő megbetegedési hajlamától;
- attól, hogy a rezgés a kéz mely részeit veszi igénybe.

A sok, a rezgések veszélyességét mutató tényező indokolja, hogy a lokális rezgésmérések végzését előíró szabványok is számosak. Minden géptípus és szerszámfajta, ami rezgést kelt, és kézzel érintkezik, egészségi kockázatot hordozhat, ezért munkaegészségügyi, vagy környezeti rezgésmérése indokolt. A rezgéseket három fő irányban el kell végezni. Az egyértelműség kedvéért a szabványok megadják az egyes tengelyeket kéz-kar, ill. egész testre ható mérések esetére. A **145** a kézre ható rezgések irányait mutatják.



145. ábra A markolás esete

a) A kéz egy szabványos fogantyúhoz illeszkedik

b) Folyamatos vonal a kéz koordinátarendszere, szaggatott a méréshez illeszkedő koordinátarendszer

c) A ráhelyezéssel fogás esete

[\[MSZ ISO 5349:1991 Rezgésmérés. A kézre ható munkahelyi rezgések.\]](#)

2.3.2.1.1 A kézre ható rezgések mérése

Az MSZ ISO 5349:1991 szabvány [\[MSZ ISO 5349:1991 Rezgésmérés. A kézre ható munkahelyi rezgések.\]](#) írja le a kézre ható munkahelyi rezgések jellemzőit. Az egyes szerszámok mérési szabványai speciálisan az adott munkaeszközökre vonatkozó mérési és értékelési eljárásokat írják elő. Itt csak az általános jellemzőket ismertetjük.

A lokális rezgésméréseknél a mérőrendszer frekvenciatartománya 5-1500 Hz közötti kell legyen, ez elegendő a 8-1000 Hz középfrekvenciájú oktávsvág lefedésére.

A mérésérzékelők elhelyezése:

A méréseket három irányban a kezek felületén kell elvégezni, vagy azon a felületen, ahol a rezgésenergia pontosan a testbe hatol.

Mérendő jellemzők:

A különböző tengelyek irányában mért gyorsulást súlyozott rezgés gyorsulás vagy oktáv, ill. tercsávokban meghatározott rezgés gyorsulás formájában kell rögzíteni.

Igénybevétel és terhelési idő:

A terhelés nagysága és az átvitt energia frekvencia-eloszlása a munka jellegétől és módszerétől, a munkavégzés erejétől függően változik. A teljes napi terhelési idő meghatározásakor figyelembe kell venni a változó munkafeltételeket, a munkaszünetek idejét is. A rezgésmérést mind a két kézen el kell végezni akkor is, ha jobbkezes a munkavállaló, mert a rezgések, igaz, más mértékben, de a másik kézre is átadódnak. A **146** képe a kézi fúrógép rezgésmérési műszerbeállítását mutatja. A rezgésérzékelő a jobb tenyér két ujjá között helyezkedik el, és közvetlenül érzékeli a kézre ható rezgéseket.



146. ábra A rezgésérzékelő elhelyezése kézi fúróval történő munkavégzés esetén

Forrás: szerző felvétele

2.3.2.2 A kézre ható rezgésmérések értékelése

A kézre ható rezgésterhelés jellemzői, napi terhelés:

A rezgésterhelés becslése a napi terhelésen alapul. A teljes igénybevételi idő, amíg a kezet a rezgés éri, a szokásos 8 órás munkaidőben (referencia idő) napi 4 órára becsülhető. Ezt tekintjük megítélési időnek. Ha különböző időtartamú terhelések fordulnak elő, és a teljes napi terhelés nem 4 óra, akkor a 4 óra megítélési időre vonatkozó súlyozott egyenértékű rezgés gyorsulást a következők szerint számítjuk:

$$73. \text{ képlet. } (a_{h,w})_{eq(4)} = \left[\frac{1}{T_4} \int_0^{\tau} [a_{h,w}(t)]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}},$$

ahol:

$(a_{h,w})_{eq(4)}$ a 4 óra megítélési időre vonatkozó súlyozott egyenértékű rezgés gyorsulás,
 $a_{h,w}(t)$ a súlyozott gyorsulás pillanatértéke,
 τ a napi munkaidő órákban,
 $T_4 =$ 4 óra.

Ha a napi terhelés olyan részidőkre bontható, amelyekben a súlyozott rezgés gyorsulás nem azonos értékű (szinte mindig ez a helyzet), akkor a teljes súlyozott egyenértékű rezgés gyorsulást a 3. képlet szerint számítjuk:

$$74. \text{ képlet. } (a_{h,w})_{eq(T)} = \left\{ \frac{1}{T} \sum_{i=1}^n [(a_{h,w})_{eq(t_i)}]^2 t_i \right\}^{1/2},$$

ahol:

$(a_{h,w})_{eq(t_i)}$ a t_i időre vonatkozó i -edik terhelési összetevője a súlyozott egyenértékű rezgés gyorsulásnak,
 T az összes terhelés teljes időtartama.

Ajánlatos a rezgést mindhárom koordináta irányban megvizsgálni, és a rezgés gyorsulást a legújabb (angol nyelvű) szabvány [\[MSZ EN ISO 5349-1:2001 Mechanikai rezgés. A rezgések hatásának mérése és értékelése az ember kéz-kar rendszerére. 1. rész: Általános irányelvek.\]](#) szerint az eredő alapján értékelni, ha a műszer maga nem adja meg ezt az értéket, akkor számítani kell. Annak eldöntésére, hogy a kapott érték megengedhető mértékű terhelést jelent-e a dolgozó számára, a jogszabály [\[Az egészségügyi miniszter 22/2005. \(VI. 24.\) EüM rendelete a rezgés expozíciónak kitett munkavállalókra vonatkozó minimális egészségi és munkabiztonsági követelményekről.\]](#) előírásait kell figyelembe venni.

A napi expozíciós határérték megengedett értéke 8 órás referencia időszakra vonatkoztatva négyzetes középértékben mérve: **5 m/s²**. Hideg, nedves munkakörnyezetben: **2,5 m/s²**. Az S időállandóval mért legnagyobb súlyozott gyorsulás az **50 m/s²**-t nem lépheti túl.

2.3.3 Egész testre ható rezgések mérése és értékelése

Az egész testre ható rezgés: olyan mechanikai rezgés, amelynek átvitele az egész testre a dolgozók számára gerincelváltozások formájában egészségi és biztonsági kockázatokat jelent [\[Az egészségügyi miniszter 22/2005. \(VI. 24.\) EüM rendelete a rezgésexpoziciónak kitett munkavállalókra vonatkozó minimális egészségi és munkabiztonsági követelményekről.\]](#).

A vizsgált frekvenciatartomány 0,5-80 Hz között a komfortra és érzékelésre, 0,1–0,5 Hz között pedig az egyensúlyzavarokra való lehetséges hatást veszi figyelembe. Ahhoz, hogy ezeket a hatásokat értékelni lehessen, ennek megfelelő súlyozószűrőket kell alkalmazni. A **13** és a **14** a különböző görbék alkalmazási területeit mutatja.

[\[MSZ ISO 2631-1:2002: Mechanikai rezgés és lökés. Az emberre ható egésztest-rezgés értékelése.\]](#)

13. táblázat A frekvenciasúlyozású görbék alkalmazása a legfontosabb súlyozásokra

Frekvencia-súlyozás	Egészség	Komfortérzet	Érzékelés	Egyensúlyzavar
Wk	z tengely ülő felület	z tengely, ülő felület z tengely, állás függőleges, fekvő (a fej kivételével) x, y, z tengelyek láb (ülés)	z tengely, ülő felület z tengely, állás függőleges, fekvő (a fej kivételével)	-
Wd	x tengely, ülő felület y tengely, ülő felület	x tengely, ülő felület y tengely, ülő felület x, y tengely, állás vízszintes, fekvő y, z tengelyek, ülő-hát	x tengely, ülő felület y tengely, ülő felület x, y tengely állás vízszintes, fekvő	-
Wt	-	-	-	függőleges

14. táblázat A frekvenciasúlyozású görbék alkalmazása a kiegészítő súlyozó-tényezőkre

Frekvencia-súlyozás	Egészség	Komfortérzet	Érzékelés	Egyensúlyzavar
Wc	x tengely ¹ ülés-hát	x tengely ülés-hát	x tengely ülés-hát	-
We	-	fx, fy, fz tengely ülő felület	fx, fy, fz tengely ülő felület	-
Wi	-	függőleges, fekvő (fej)	függőleges, fekvő (fej)	-

c, d, e, f, j, k a különböző frekvenciasúlyozású görbék jelölése, amelyeket az egészség, a komfort, az érzékelés és az egyensúlyzavarok értékelésére javasolnak.

W a frekvenciasúlyozású gyorsulásértékek jelölése.

x, y, z a rezgésátvitel vagy az egyenes vonalú rezgés irányának jelölése (lásd a **147. ábra**).

A forgó rezgés esetén az f forgástengely jelölése (az x tengelynek a forgás, az y tengelynek a billenés, és a z tengelynek az elfordulás felel meg a **147** megfelelően).

V a súlyozott gyorsulás eredőjének jelölése, vagyis az x, y és a z irányú rezgés vektoriális összege.

2.3.3.1 Egész testre ható rezgések mérése

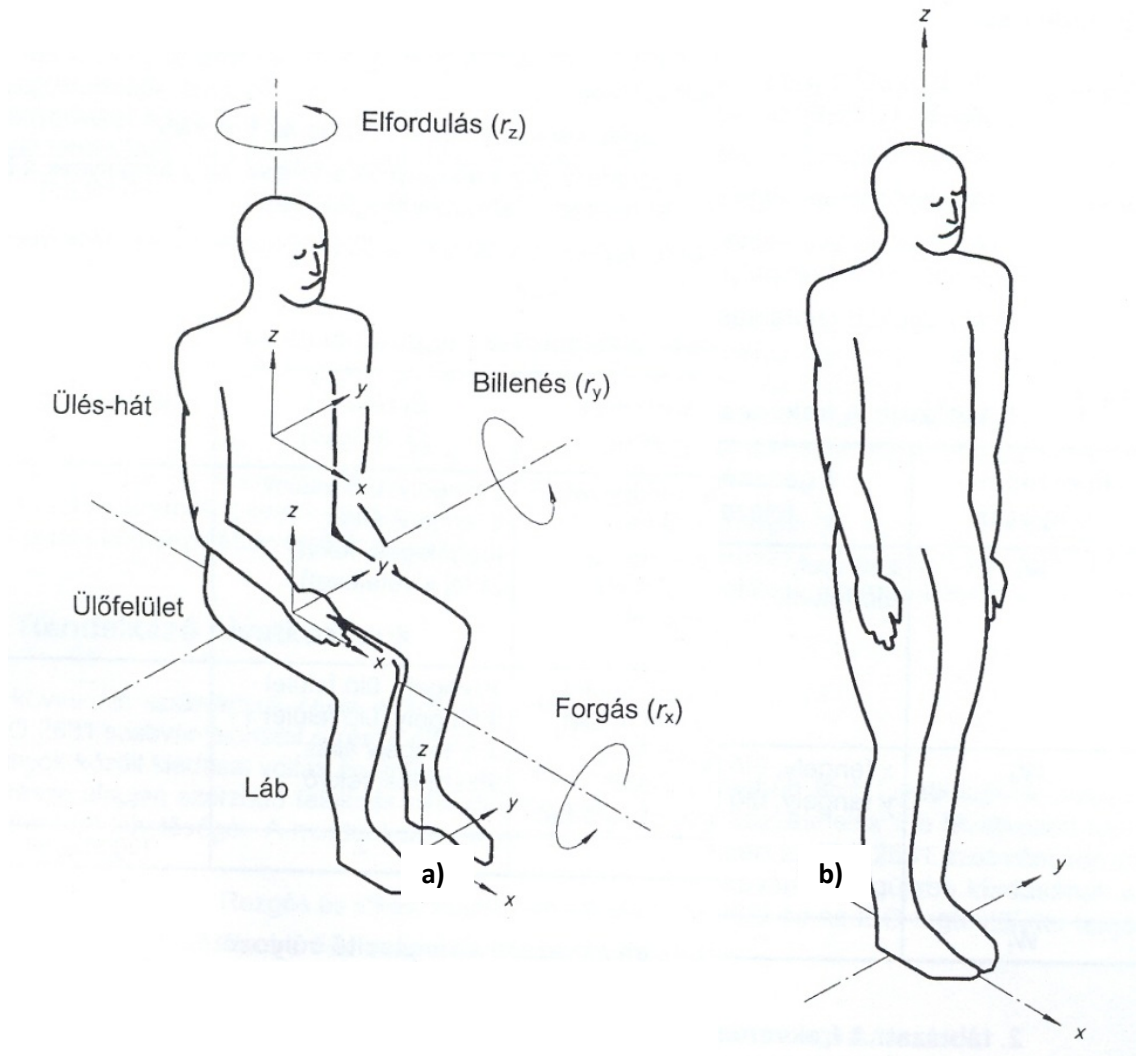
A rezgésérősség elsődleges mennyisége a gyorsulás, de nagyon kis erősségű rezgések esetén, mint épületekben, vagy hajókon, sebességet is lehet mérni, amelyet gyorsulásra kell átszámítani.

A mérés iránya:

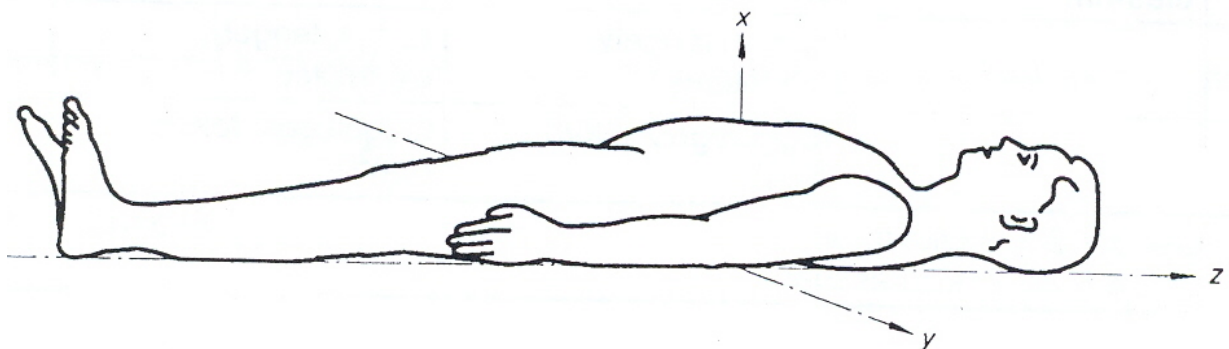
A rezgést olyan koordinátarendszerben kell mérni, amelynek a középpontja az a hely, ahol a rezgés az emberi testet gerjeszti. Az alapvető testközéppontú koordinátarendszereket mutatja a **147. ábra**. A mérési pontban az érzékelőnek merőlegesnek kell lenni a mérési felületre, és a különböző tengelyek irányában kell állnia az érzékelő megfelelő mérési csatorna kivezetőjének.

Mérési idő:

A mérés időtartama elegendő hosszúságú legyen az elfogadható statisztikai pontosság biztosítására, és a rezgés jellemző legyen az előírt hatásokra. A mérési periódus általában sokkal hosszabb, mint a tipikus rezgésterhelés.



a) ülő helyzet; b) álló helyzet



c) Fekvő helyzet

147. ábra Alapvető testközéppontú koordinátarendszerek

[MSZ ISO 2631-1:2002: Mechanikai rezgés és lökés. Az emberre ható egésztest-rezgés értékelése.]

2.3.3.2 Az egész testre ható mérések értékelése

Az alapértékelési módszer a súlyozott gyorsulás négyzetes középértékének (rms) az alkalmazása. A súlyozott gyorsulás négyzetes középértékének mértékegysége lineáris rezgés esetén méter per másodpercnégyzet (m/s^2), forgó rezgés esetén radián per másodpercnégyzet (rad/s^2). A súlyozott gyorsulás középértékét a következő egyenlettel kell számolni:

$$75. \text{ képlet. } a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}},$$

ahol:

$a_w(t)$ a súlyozott gyorsulás (lineáris vagy forgó) az idő függvényében (időbeli lefolyás), m/s^2 vagy rad/s^2 mértékegységben,

T a mérés időtartama, s-ban.

A különböző irányokban javasolt és/vagy az alkalmazott frekvenciasúlyozású görbék a **13** és a **14** szerintiék.

A napi megengedett expozíciós határérték 8 órás referencia időszakra vonatkoztatva: **1,15 m/s^2** . A pillanatnyi rezgés gyorsulás csúcsértéke S időállandóval mérve a **10 m/s^2** értéket nem haladhatja meg. Prevenációs határérték 8 órás referencia időszakra vonatkoztatva: **0,5 m/s^2** [[MSZ ISO 5349:1991 Rezgésmérés. A kézre ható munkahelyi rezgések.](#)].

A rezgések megítélése az egészségre való hatás szempontjából:

Feltételezhető, hogy a terhelésre adott reakciók összefüggésben vannak az energiával, azaz két különböző napi rezgésterhelés egyenértékű, ha:

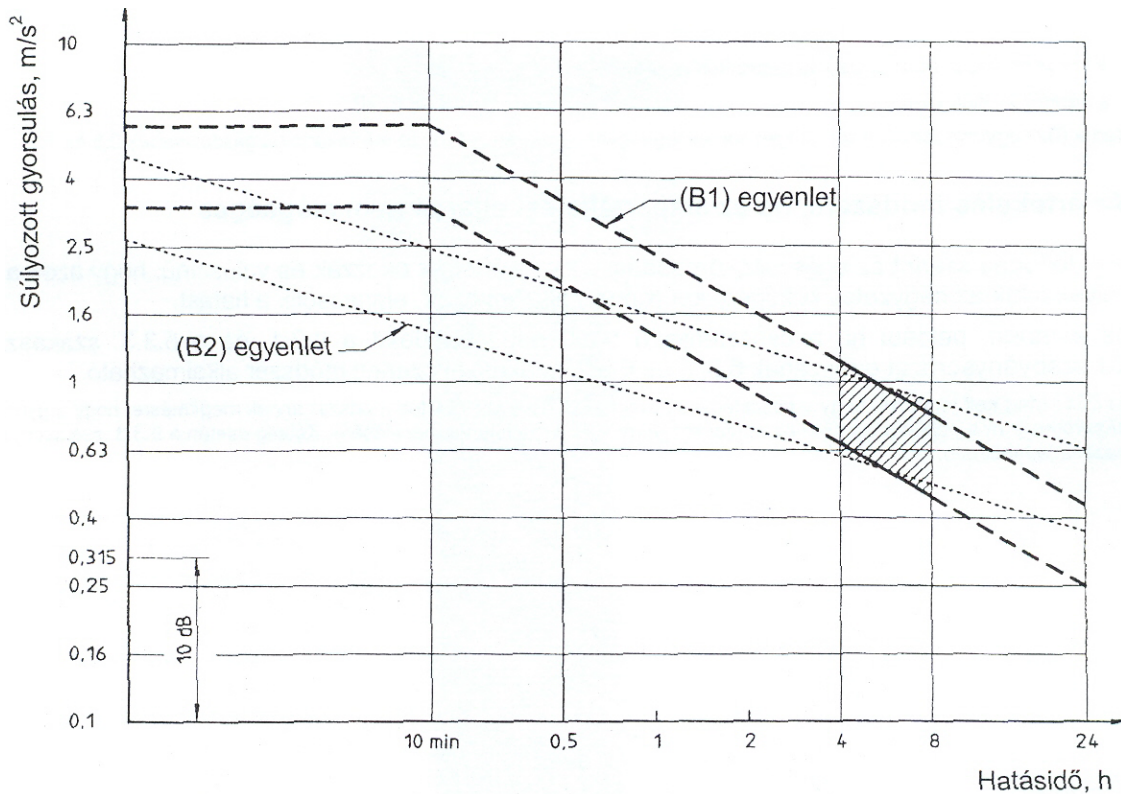
$$76. \text{ képlet. } a_{w1} \cdot T_1^{1/2} = a_{w2} \cdot T_2^{1/2},$$

ahol:

a_{w1} és a_{w2} a súlyozott gyorsulás négyzetes középértékei (rms) az első és a második terhelésre,

T_1 és T_2 az első és a második hatásidő.

A **148** szaggatott vonalak (B1) jelzik az egészségre vonatkozó biztonsági zónát hatásidő függvényében a 76. képlet alapján.



148. ábra Az egészségi biztonság zónái

[MSZ ISO 2631-1:2002: Mechanikai rezgés és lökés. Az emberre ható egésztest-rezgés értékelése.]

A zóna alatti területen a rezgéskárosodás nem következik be az eddigi vizsgálatok szerint. A zónában előfordulhat az egészség veszélyeztetése, a zónahatáron felül, pedig egyértelműen valószínűsíthető az egészségre való veszély. További vizsgálatok viszont azt mutatták, hogy a következő összefüggés érvényes:

$$77. \text{ képlet. } a_{w1} \cdot T_1^{1/4} = a_{w2} \cdot T_2^{1/4} .$$

Ezt a biztonsági zónát a pontozott vonalak jelölik (B2). Ez szigorúbb értékeket mutat a kisebb hatóidők esetén, mint az előző. De a szokásos 4-8 óra időtartamnál gyakorlatilag egybeesik a két pár egyenes által határolt sáv (sraffozott terület).

A rezgések komfortra és érzékelésre való határértéke nincs megadva, csak irányértékeket kapunk a szabvány szerint [MSZ ISO 2631-1:2002: Mechanikai rezgés és lökés. Az emberre ható egésztest-rezgés értékelése.]. Ennek az oka a rezgésérzékelések bonyolultsága, szubjektivitása. Adott rezgés egyes esetekben üdítő hatású, máskor pedig diszkomfort érzéseket kelt. A következő összeállítás a tömegközlekedésben a különböző nagyságú rezgések összegzett eredő rezgémennyisége szerint a valószínű reakciókat mutatja.

Kisebb, mint 0,315 m/s ²	nem kellemetlen,
0,315-0,63 m/s ²	kissé kellemetlen,
0,5-1 m/s ²	meglehetősen kellemetlen,
0,8-1,6 m/s ²	kellemetlen,
1,25-2,5 m/s ²	nagyon kellemetlen,
>2 m/s ²	rendkívül kellemetlen.

Az előzőek szerint azonban számolni kell azzal is, hogy a reakció a különböző rezgéseirősségek esetén függ az utas elvárásától, tekintettel az utazás idejére és a szándékolt tevékenységre (olvasás, evés, írás, alvás stb.) [\[MSZ ISO 2631-1:2002: Mechanikai rezgés és lökés. Az emberre ható egésztest-rezgés értékelése.\]](#). Az egészséges emberek 50%-a akkor érzékeli a rezgést, ha a W_k szerint súlyozott rezgés gyorsulás csúcsértéke eléri a 0,015 m/s² értéket.

A rezgések egyensúlyi zavart okozó hatásának értékelése:

Az egyensúlyi zavar előfordulásának nagyobb a valószínűsége, ha a rezgés hatásideje néhány óránál hosszabb. Ennél hosszabb időtartam esetén (néhány nap) bekövetkezik az alkalmazkodás a mozgásra. Az egyensúlyzavar dózisértékét kétféle módon számíthatjuk:

- a) Az egyensúlyzavar-dózis $MSDV_Z$ értéke méter/másodperc az 1,5-ik hatványon (m/s^{1,5}) mértékegységben, a Z tengelyirányú, frekvenciasúlyozású gyorsulás négyzetének integrálértékéből vont négyzetgyök:

$$78. \text{ képlet. } MSDV_Z = \left\{ \int_0^T [a_w(t)]^2 dt \right\}^{1/2},$$

ahol:

$a_{w(t)}$ a frekvenciasúlyozású gyorsulás az irányban,
 T a mozgás teljes periódusideje (s-ban).

- b) Az egyensúlyzavar-dózis $MSDV_Z$ értéke méter/másodperc az 1,5-ik hatványon (m/s^{1,5}) mértékegységben, a T_0 (s-ban) hatásidőre egyenlő a mért z irányú a_w gyorsulásnégyzetes középértékének (rms) négyzete és a T_0 hatásidő szorzatából vont négyzetgyökkel:

$$79. \text{ képlet. } MSDV_Z = a_w T_0^{1/2}.$$

A kisfrekvenciás oszcilláció hatására nagy különbség mutatkozik az egyes személyek érzékenysége között. A nők hajlamosabbak az egyensúlyzavarra, mint a férfiak, és a tünetek súlyossága az életkor növekedésével fokozódik.

2.3.4 Környezeti rezgések mérése és értékelése (Muntág András)

Dunaújvárosi Főiskola, Dunaújváros

2.3.4.1 Bevezetés

A rezgés vizsgálatának célja szerint megkülönböztetjük:

- a környezeti rezgést (Ekkor a rezgést az emberre való hatásának meghatározása céljából vizsgáljuk, azaz a rezgés jellemzőit azon a helyen kell megmérnünk, ahol az ember tartózkodik, rendszerint a lakószoba padlóján, tehát a lakóépület födémsíkján. Ezt a módszert az [MSZ 18163-2:1998 Rezgésmérés. Az emberre ható környezeti rezgések vizsgálata építményekben](#) c. szabvány írja le);
- az épületrezgést (Ekkor célunk az, hogy a méréssel információt kapjunk arról, hogy a vizsgált rezgés milyen hatással van az épületre, tehát várható-e az, hogy a rezgés miatt az épületen a használati értékét csökkentő károsodás keletkezik. Ekkor a mérés helye az épület alapja vagy a legfelső szint födémsíkján. Ezt a módszert az [MSZ 13018:1991 Rezgések épületre gyakorolt hatása](#) c. szabvány írja le);
- a technológiai rezgést (Ekkor arra vagyunk kíváncsiak, hogy a környezetből eredő rezgés befolyásolhatja-e a helyiségben a technológiai folyamatot (pl. elektronikai szerelés) vagy a berendezés (pl. elektronmikroszkóp) működését. Ennek módszerét nem szabványosították, így a módszer alapelveit tárgyaljuk csak).

A mérési módszerek leírása során nem térünk ki a használandó műszerekkel, ill. az érzékelő felerősítésével kapcsolatos kérdésekre, mivel azokat már korábbi fejezetekben érintettük. Ezekkel kapcsolatban csak két megjegyzést kell tennünk:

- ahol súlyozott rezgésgyorsulásról beszélünk, ott a környezeti rezgéssúlyozó (3,6 Hz-es töréspontú, aluláteresztő) szűrőt kell érteni;
- amennyiben az érzékelőt a födémre valamilyen okból (padlószőnyeg stb. miatt) nem lehet felerősíteni, szabványos acél illesztődarabot kell használni.

2.3.4.2 Környezeti rezgés mérése

2.3.4.2.1 Mért rezgésjellemező

A súlyozott rezgésgyorsulás gyors (F) időállandóval mért effektív értékét kell mérni a teljes mérési idő folyamán, a mérési pontban, mindhárom irányban. A kiértékelést vagy közvetlenül el kell végezni, vagy a kapott időfüggvényeket a további feldolgozáshoz szükséges módon rögzíteni kell.

A műszer (mérőrendszer) bekapcsolása után meg kell várni a tranziens jelenségek teljes lecsengését, csak ezután kezdhető el a mérés.

A mérés a teljes mérési idő alatt igényli a mérést végző ember személyes felügyeletét. Ennek során:

- az egymástól különböző üzemállapotokat az értékeléshez megfelelőképpen el kell különíteni egymástól;

- azokat az eredményeket, amelyek nem a vizsgált rezgésforrástól származnak, meg kell jelölni, és ezeket az értékelésből ki kell hagyni (ilyenek lehetnek például: ajtócsapkodás, elektromos zavarás vagy emberek mozgása által keltett rezgések).

2.3.4.2.2 Félperces maximumok meghatározása

A mért rezgésjellemező időfüggvényéből folyamatos mintavételezéssel ki kell választani a félperces maximumok sorozatát a teljes mérési időben, kivéve a nem a vizsgált rezgésforrástól származó rezgésszinteket. Ezáltal minden mérési irányban, minden üzemállapotra nézve kapunk:

- egy sorozatot, amelyet $\{a_{w,i}\}_j$ -vel jelölünk (a w index a súlyozószűrőre utal, az i index a sorozat i -edik elemét jelöli, a j index pedig a j -edik üzemállapotot jelenti); valamint
- egy egész számot, ami a j -edik üzemállapothoz tartozó $\{a_{w,i}\}_j$ sorozat elemeinek számát jelenti a mérési idő alatt, a nem a vizsgált rezgésállapotokhoz tartozó rezgésszintek kizárása után (ezt a számot N_j -vel kell jelölni).

Olyan ismétlődő rezgési jelenségeknél, ahol egy-egy esemény csak 30 s-nál rövidebb ideig tart, majd rövidebb-hosszabb szünet után újabb esemény következik, az intervallumok kezdetét úgy kell meghatározni, hogy egy esemény lehetőleg egy intervallumba essen (tipikusan ilyen jelenség a közlekedés okozta rezgések, ha nem alakul ki folyamatos járműfolyam, vagy ilyenek a technológiai robbantások is). Ilyen esetekben fontos, hogy a rezgési jelenséget közvetlenül követő félperces intervallumokból még legalább négy további intervallumot is megmérjünk, mert a talajban történő rezgésterjedés esetén lehetnek utórezgések is, a rugalmas hullámok különböző terjedési sebessége, vagy a különböző rétegekből visszaverődő rezgések miatt.

2.3.4.2.3 Rezgésterhelés legnagyobb értékének meghatározása

A mérési ponton a három irányban kapott félperces maximumok összes $\{a_{w,i}\}_j$ sorozatából ki kell választani a legnagyobb értéket, amelyet $a_{w,max}$ -szal kell jelölni. Ezt az értéket nevezzük a rezgésterhelés legnagyobb értékének.

A legnagyobb érték kiválasztása során meg kell győződni arról, hogy az valóban a vizsgált rezgésforrás hatására jött-e létre, ill., hogy a legnagyobb érték kialakulásában nem játszott-e közre idegen hatás (pl. széllökés, emberi mozgás, ajtóbecsapódás, méréshatár-túllépés). Az ilyen értékeket az értékeléskor nem szabad figyelembe venni, kétség esetén a mérést meg kell ismételni. Ha a rezgési jelenség a megítélési időn belül többször ismétlődik (pl. robbantás, vonat elhaladása), és egy-egy üzemállapotról több felvétel is készült, akkor célszerű minden ismétlődéshez tartozó legnagyobb értéket kikeresni, és ezek összehasonlítása révén könnyen kiszűrhetők az esetleges idegen hatástól származó értékek.

Megjegyzések:

- azt, hogy mit nevezünk a mérés szempontjából idegen hatásnak, az adott mérési feladat jellege alapján kell eldönteni;
- azonos rezgésforrástól származó, több mérési pontban meghatározott legnagyobb

félperces maximumok nem szükségszerűen esnek minden mérési pontban azonos irányba, vagy azonos időpontba.

2.3.4.2.4 Mérési eredmények értékelése és döntés a vizsgálat folytatásáról

A kapott legnagyobb félperces maximumot az A_0 , ill. az A_{max} határértékekkel kell összehasonlítani. Három eset lehetséges:

- ha $a_{w,max} \leq A_0$, akkor a vizsgált rezgés **megfelel** a követelménynek;
- ha $a_{w,max} > A_{max}$, akkor a vizsgált rezgés **nem felel meg** a követelménynek;
- ha $A_0 < a_{w,max} \leq A_{max}$, akkor az értékelést tovább kell folytatni a **2.3.4.2.5** és a **2.3.4.2.6** szerint.

2.3.4.2.5 Rezgésterhelés meghatározása

A mérési ponton mindhárom irányban meg kell határozni a félperces maximumok $\{a_{w,i}\}_j$ sorozataiból a megítélési időre vonatkozó rezgésterhelést. Mielőtt ezeket a számításokat elkezdenénk, a félperces maximumok $\{a_{w,i}\}_j$ sorozataiban 0 mm/s^2 értékkel kell helyettesíteni minden olyan értéket, amelyre nézve $a_{w,j} \leq 2 \text{ mm/s}^2$.

Megjegyzés: A nullázandó értékek az érzékelési küszöbszint alatt vannak. Ez a nullázás nem azonos a 2.3.4.2.1 szerinti, nem a vizsgált rezgésforrástól származó eredmények kihagyásával. Ott az eredményeket a hozzá tartozó félperces időtartammal együtt törölni kell a félperces maximumok sorozatából. Ebben az esetben viszont a 2 mm/s^2 -nél kisebb értékeket az $\{a_{w,i}\}_j$ sorozatokban nullára kell átírni. Erre azért van szükség, mert egyébként az értékelési módszerben az összegzés során halmozódó kis értékek a valós eredményt meghamisíthatják.

A rezgésterhelést a következő módszerek valamelyikével kell meghatározni.

a) Ha a mérési idő a teljes megítélési idővel azonos nagyságú, (vagyis a mérés során nem különböztettünk meg külön üzemállapotokat), ill. ha a mérési időben vizsgált rezgés a teljes megítélési időre jellemző, akkor a megítélési időre vonatkozó rezgésterhelést a félperces maximumokból minden mérési irányban, külön-külön az alábbi összefüggés alapján kell kiszámítani:

$$80. \text{ képlet. } a_{w,M} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_{w,i}^2},$$

ahol:

$a_{w,M}$ a megítélési időre vonatkozó rezgésterhelés,

N a teljes mérési idő alatt figyelembe vehető félperces maximumok száma, a nem a vizsgált rezgésállapothoz tartozó értékek kizárása után,

$a_{w,i}$ a 2.3.4.2.2 szerint meghatározott félperces maximumok sorozatának i -edik tagja.

b) Ha a megítélési időn belül több üzemállapot vizsgálata szükséges, akkor a következők szerint kell eljárni:

Először minden mérési irányban, minden üzemállapotra nézve kiszámítjuk a félperces maximumokból az adott üzemelési időre vonatkozó rezgésterhelés értékét a következő összefüggés szerint:

$$81. \text{ képlet. } a_{w,M,j} = \sqrt{\frac{1}{N_j} \sum_{i=1}^{N_j} \{a_{w,i}\}_j^2},$$

ahol:

$a_{w,M,j}$ a j -edik üzemállapotra vonatkozó rezgésterhelés,

N_j : a j -edik üzemállapothoz tartozó mérési részidő alatt figyelembe vehető félperces maximumok száma, a nem a vizsgált rezgésállapotokhoz tartozó értékek kizárása után,

$\{a_{w,i}\}_j$ a j -edik üzemállapothoz tartozó, félperces maximumok sorozatának i -edik tagja.

Az előző bekezdés szerint az egyes üzemállapotokra meghatározott rezgésterhelés-értékekből a teljes megítélési időre vonatkozó rezgésterhelés értékét az adott mérési ponton, mindhárom irányban külön-külön kell kiszámítani az alábbi összefüggés szerint:

$$82. \text{ képlet. } a_{w,M} = \sqrt{\frac{1}{T_M} \sum_j T_{ü,j} a_{w,eq,j}^2},$$

ahol:

$a_{w,M}$ a teljes megítélési időre vonatkozó rezgésterhelés,

$a_{w,M,j}$ a j -edik üzemállapotra vonatkozó, a 82. képlet szerint számított rezgésterhelés, az adott mérési ponton,

T_M a teljes megítélési idő,

$T_{ü,j}$ a j -edik üzemállapothoz tartozó üzemelési idő.

2.3.4.2.6 Az rezgésterhelés értékelése

A 2.3.4.2.5 szerint a megítélési időre mindhárom irányban külön-külön meghatározott rezgésterhelés-értékek közül kell kiválasztani a legnagyobbat, és ezt kell összehasonlítani a vonatkozó A_M rezgésterhelési határértékkel:

- ha $a_{w,M} \leq A_M$, akkor a vizsgált rezgés az illető helyiségre és napszakra nézve **megfelel** a vonatkozó előírásoknak;
- ha pedig $a_{w,M} > A_M$, akkor **nem felel meg** a vonatkozó előírásoknak.

2.3.4.3 Épületrezgések mérése

2.3.4.3.1 Alapelvek

A **15** olyan rezgési küszöbértékek találhatók, amelyeknél kisebb rezgések esetén, az ott felsorolt épületfajtákra nézve a használati értéküket csökkentő károsodások várhatóan **nem** keletkeznek.

15. táblázat Épületek rezgési küszöbértékei

Sorszám	Épületfajták	A v rezgéssebesség megengedett irányértékei, mm/s			
		az alapokon, ha a frekvencia			a legfelső teljes szint földémsíkjában, vízszintesen, bármely frekvencián
		<10	10-50	50-100*	
		[Hz]			
1	Ipari és hasonló jellegű épületek	20	20-40	40-50	40
2	Lakóépületek és hasonló jellegű épületek	5	5-15	15-20	15
3	Épületek, amelyek különleges rezgésérzékenyséjük miatt nem tartoznak az 1. vagy a 2. sorokhoz és különösen fontos a védelmük (pl. műemlékek)	3	3-8	8-10	8
4	Statikailag bizonytalan, építési előírásoknak meg nem felelő épületek	Szakértői mérlegelés szerint			

* 100 Hz feletti frekvenciák esetében az irányérték meg nagyobb is lehet, de legalább a 100 Hz-hez tartozó értéket kell figyelembe venni.

Az épületek és épületrészek használati értékének csökkenése e módszer szerint a következő:

- a szerkezetnek a méretezési szabványok szerinti határteherbírása a rezgés hatására csökken;
- az épületnek, vagy egyes szerkezeteinek élettartama a rezgések hatására a tervezett élettartamhoz viszonyítva lecsökken;
- kisebb, ún. nem tartószerkezeti jellegű, a használati értéket csökkentő károsodások jelentkeznek (ilyenek a következők: vakolatrepedések falakon, födémeken, válaszfalak, vagy nem teherhordó közfalak csatlakozási helyein a mennyezet és falsarkokban, szerkezeteken már meglévő repedések további megnyúlása, növekedése).

A szabvány által közölt irányértékek olyan küszöbértékek, amelyek alatt károk keletkezésével nem kell számolni, ugyanakkor túllépésük nem jelent feltétlen károsodást, csak a kár bekövetkezésének valószínűsége növekszik. Az irányérték túllépése esetén pontosabb elemzésekre van szükség.

2.3.4.3.2 Értékelés alapjául szolgáló rezgésjellemző

Az értékelés alapjául szolgáló alapvető rezgésjellemző a rezgéssebesség. A rezgéssebességet az idő függvényében a három egymásra merőleges (két egymásra merőleges vízszintes x és y , és egy függőleges z) összetevő pillanatnyi értékének mérésével kell meghatározni.

A rezgéssebességet a következő paraméterekkel kell megadni:

- a sebesség-összetevő maximális amplitúdója (csúcsértéke);
- a maximális amplitúdó környezetében mért frekvencia.

2.3.4.3.3 Rövid idejű épületrezgések megítélése

A **15** az épület alapján x , y vagy z irányban, ill. a legfelső szint földémsíkjában vízszintes irányban fellépő v (mm/s) rezgéssebesség megengedett irányértékeit tartalmazza a különböző épületfajtákra. Többszintes épületek vizsgálatakor pedig további információt nyújt a legfelső teljes szint földémsíkjában az épület vízszintes irányú rezgéseinek vizsgálata.

Ha a **15** irányértékeit a rezgések nem érik el, akkor az épület használati értékének csökkenését okozó károsodások nem lépnek fel. Ilyen esetben fellépő károk megítéléséhez más okokat kell keresni. Ha a mért rezgésjellemzők a megengedett irányértékeket túllépi, abból még nem következik, hogy feltétlenül épületkárok keletkeznek. Ennek eldöntésére további vizsgálatok szükségesek.

2.3.4.3.4 Kifáradást is okozó épületrezgések megítélése

Kifáradást is okozó épületrezgések esetén a tapasztalatok szerint a **15** 1. és 2. sorszáma szerinti épületeken az 5 mm/s nagyságú vízszintes irányú rezgéssebességek – a legfelső szinten mérve – még nem okoznak használati értékcsökkenést eredményező károkat.

Ha a mért rezgések túllépi ezt az irányértéket, akkor ebből még nem következik, hogy károkkal kell számolni. Ennek tisztázására az eset körülményeit figyelembe véve részletesebb dinamikai vizsgálatok szükségesek.

A **15** 3. és 4. sorszáma szerinti épületkategóriákat a szakértő szakirodalmi útmutatások alapján egyedileg minősíti.

A legfeljebb 10 mm/s nagyságú, a födém síkjára merőleges irányú rezgésebbességek a tapasztalatok szerint egyik épülettípuson sem vezetnek károsodáshoz, akkor sem, ha a statikai méretezés során a szerkezet teherbírása teljesen ki van használva.

2.3.4.4 Technológiai rezgés mérése

A technológiai folyamatot (pl. elektronikai szerelés) vagy a berendezés (pl. elektronmikroszkóp) működését befolyásoló rezgések mérésének és megítélésének módszerét nem szabványosították, így itt csak alapelveket tárgyalhatunk.

Az ilyen célú méréskor a célnak megfelelően meg kell választani:

- a mérési pontot;
- a mérendő rezgésjellemzőt; valamint
- a megítélési küszöbértéket.

Ezek megválasztásához az adott körülményeknek megfelelő dokumentumok (technológiai leírás, gépkönyv stb.) adhatnak támpontot.

A mérési pont gyakran a vizsgálandó helyiség födémjén a legnagyobb rezgésű pont, vagy a berendezés alapján, az egész gép rezgését jellemző pont lehet.

A rezgésjellemző kiválasztásánál (gyorsulás/sebesség/kitérés) a dokumentáció nyújthat szempontot: amilyen jellemzőben a küszöbérték van megadva, olyan jellemzőt célszerű vizsgálni. A választást befolyásolhatja még az is, hogy a kívánt frekvenciatartományban mely jellemzőt tudjuk megfelelő pontossággal mérni, ill. a háttérrezgésből mely jellemző emelkedik ki elegendő mértékben. Leggyakrabban a mért jellemző csúcsértéke nyújthat megfelelő felvilágosítást, mivel a károsodást a legnagyobb rezgésszintek okozzák.

A megítélési küszöbérték a dokumentáció vagy a megbízó közlése alapján adódik.

Természetesen sok esetben ilyen dokumentáció nem áll rendelkezésre, vagy a megbízó nem tud felvilágosítást nyújtani arról, milyen rezgés okozhat károkat. Ekkor hasonló esetek tanulmányozása, irodalomkutatás válik szükségessé.

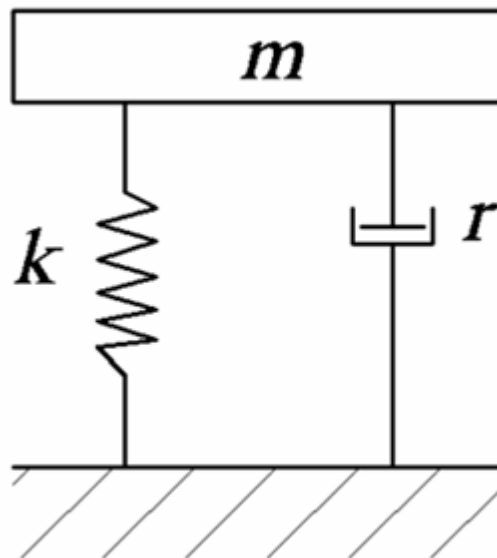
Ezek után is sok mérési kérdés van még eldöntetlenül. A mérési idő, az átlagolás módja, a frekvenciasúlyozás szűrőkarakterisztikája egy ilyen módszerről szóló szabványnak is tárgya lehetne. Ezen paraméterek megválasztása mérési és szakértői tapasztalatot követel.

2.4 Rezgéscsökkentés módzatai (Kováts Attila)

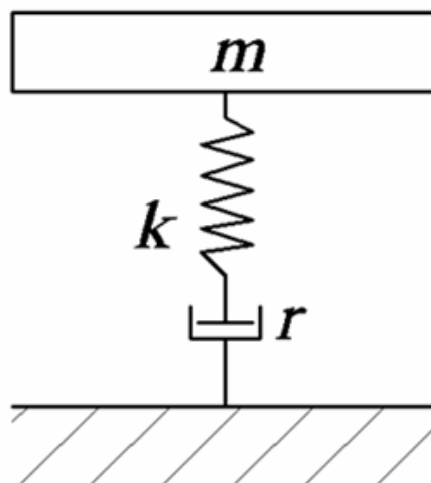
Miskolci Egyetem, Miskolc

A rezgések egyik testről a másikra való átvitelének megakadályozása, ill. csökkentése a rezgésszigetelés. Ez a két test közé elhelyezett szigetelő réteggel, elemmel (szerkezettel) valósítható meg, amelynek működése a határfelületeken történő visszaverődésen és a rezgési energiának a belső anyagsúrlódás által vagy alakváltozással történő felemésztésén alapszik.

A rezgésszigetelés nem azonos a rezgés csillapításával, amely a rezgő rendszer tömegére hat fékezés formájában. A kettőt nem szabad összetéveszteni, mert elvileg térnek el egymástól. A rezgéscsillapítók a rendszer valamely tagjával minden esetben párhuzamosan (**149**), míg a rezgésszigetelők azzal sorba vannak kapcsolva (**150**).



149. ábra Rezgéscsillapítás



150. ábra Rezgésszigetelés

2.4.1 Rezgés csillapítás

A rezgés csillapítás célja a rezgést végző szerkezet vagy csupán egyes elemei kitérésének, ill. az ezzel együtt járó mechanikai igénybevételeinek csökkentése egy már meg nem engedhető határérték alá. Ez történhet:

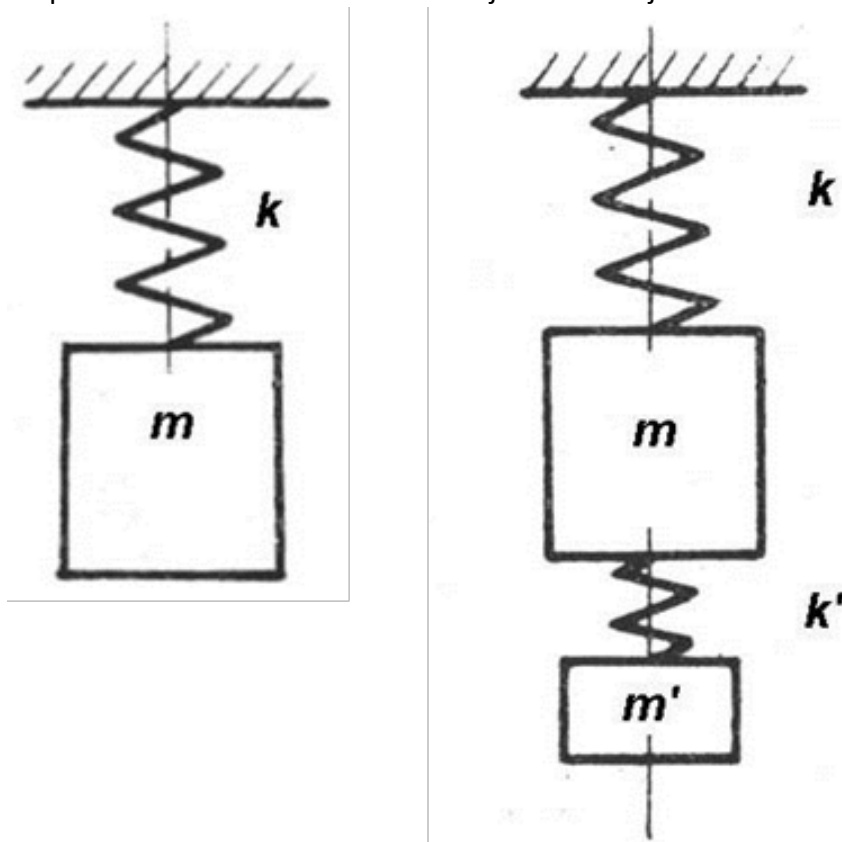
- a gerjesztési hatások csökkentésével;
- a rezgő rendszerből történő energia-elvonással.

Gyakorlatilag a rezgési energia felemésztését jelenti valamilyen módszerrel.

2.4.1.1 Rezgés csillapítás a gerjesztő hatások csökkentésével

A beavatkozási lehetőségek:

- a domináns gerjesztési frekvencia és a kritikus sajátfrekvencia viszonyának megváltoztatása a tömeg (**151**) vagy a tehetetlenségi nyomaték, ill. a rugalmas elemek merevségének módosítása útján (üzem közben is elvégezhető, ilyen lehetőséget biztosít a *Sandner*-csillapító vagy a *MAN*-tengelykapcsoló);
- a veszélyes harmonikus módosításával;
- a rezgési amplitúdók csökkentésével az üzemi jellemzők útján.



151. ábra A sajátfrekvencia módosítása tömeg és merevség változtatással

A **151. ábra** szerinti m tömegű és k rugómerevségű rendszer sajátfrekvenciája ugyanis:

83. képlet. $\alpha = \sqrt{\frac{k}{m}}$.

Megváltoztatva a tömeget (m helyett $m+m'=m_{\Sigma}$), valamint a rugómerevséget (k helyett k és k'), adódik, hogy:

84. képlet. $\alpha' = \sqrt{\frac{k_{\Sigma}}{m_{\Sigma}}}$,

ahol:

85. képlet. $k_{\Sigma} = \frac{k_1 + k_2}{k_1 k_2}$.

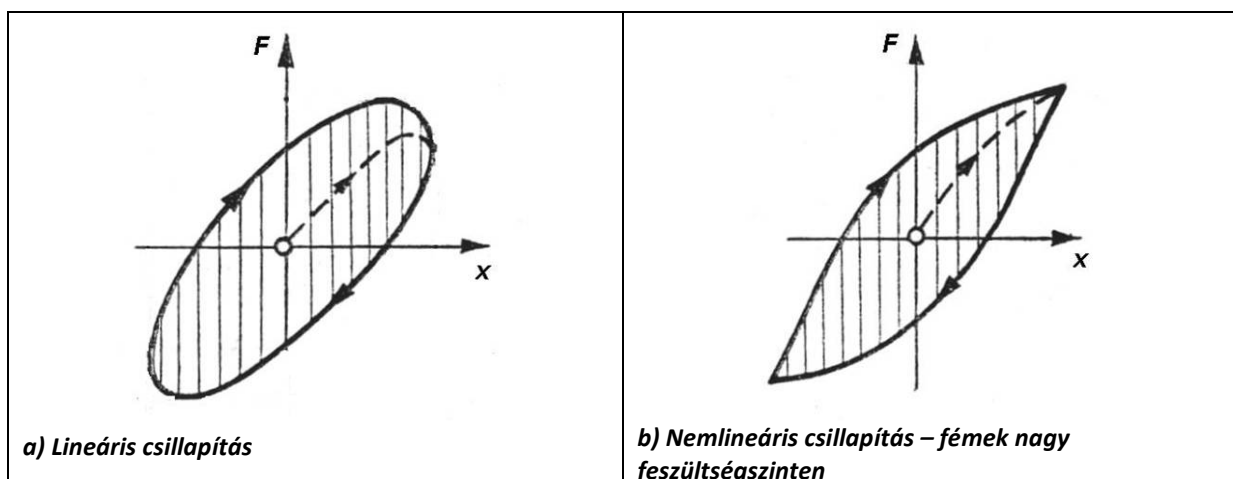
(Csillapított rezgéseknél az $\omega/\alpha_0 > \sqrt{2}$ viszonyra kell törekedni, azaz aláhangolásra. A gyakorlat az $\omega/\alpha_0 > 3$ értékeket részesíti előnyben. A tervezésnél azt kell szem előtt tartani, hogy elsősorban a szerkezet elhangolásával kell az optimális frekvenciaviszonyt beállítani.).

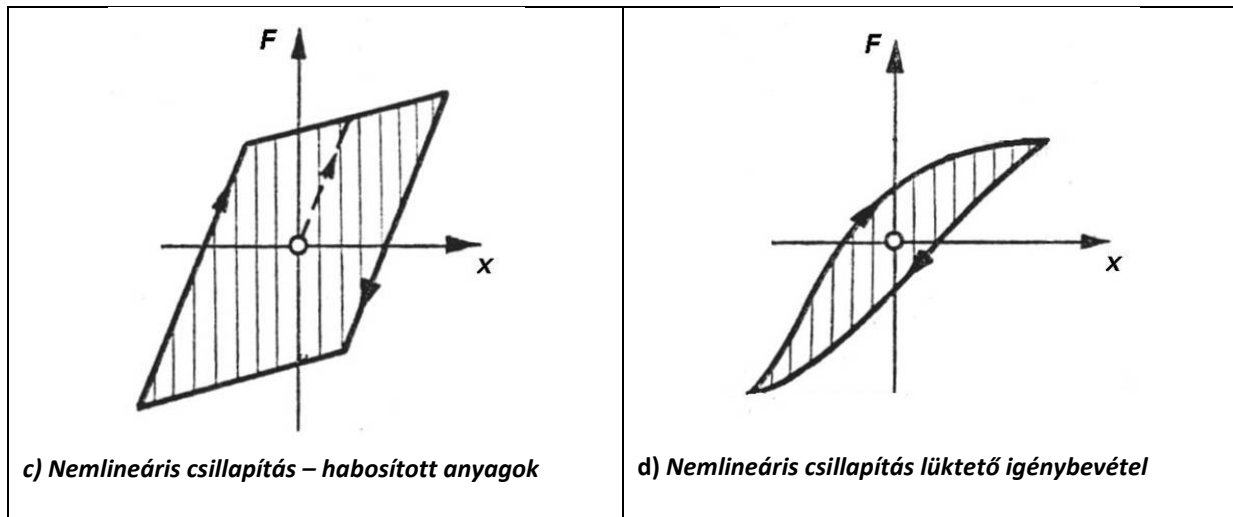
2.4.1.2 Rezgéscsillapítás a rezgő rendszerből történő energia-elvonással

Klasszikus értelemben ezek a rezgéscsillapítók. Működésük a mechanikai (rezgési) energia elvonásán alapszik, amely:

- anyag- vagy belső csillapításra és
- szerkezeti- vagy súrlódási csillapításra vezethető vissza.

Az anyagcsillapításra az egy rezgési periódus alatt történő $F(x)$ alakváltozási görbe által bezárt terület, az ún. *histerézishurok* jellemző, amely többnyire nemlineáris. Nagysága a feszültségi állapottól, a terhelésváltozás jellegétől és az anyagminőségtől is függ. Néhány histerézishurkot mutat be [\[BERANEK, L. L.: Zajcsökkentés; 1967; Budapest; Műszaki Könyvkiadó;\]](#) alapján a 152.





152. ábra Hisztézishurkok

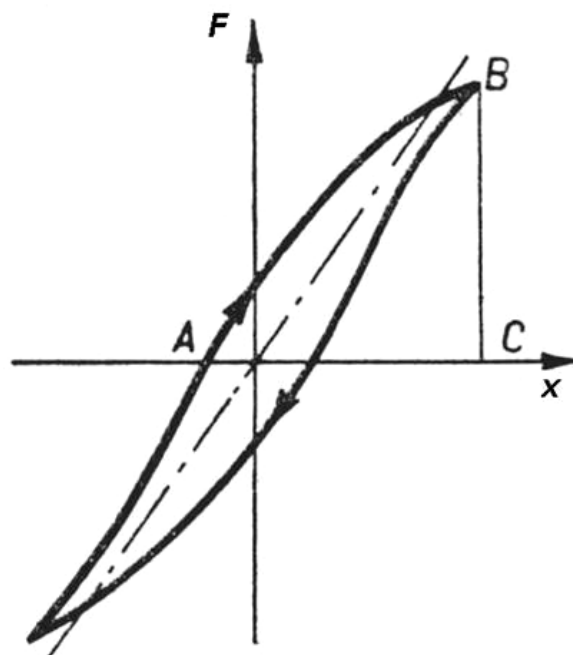
A csillapításra jellemző egyik lehetséges mérőszáma a *hisztézishurok nagysága*:

86. képlet. $D = \oint F dx,$

amelyet felhasználva a *fajlagos csillapítóképesség* az elnyelt és a bevitt energia hányadosa (153):

87. képlet. $\psi = \frac{D}{U},$

ahol: U az **ABC** pontok közötti terület.



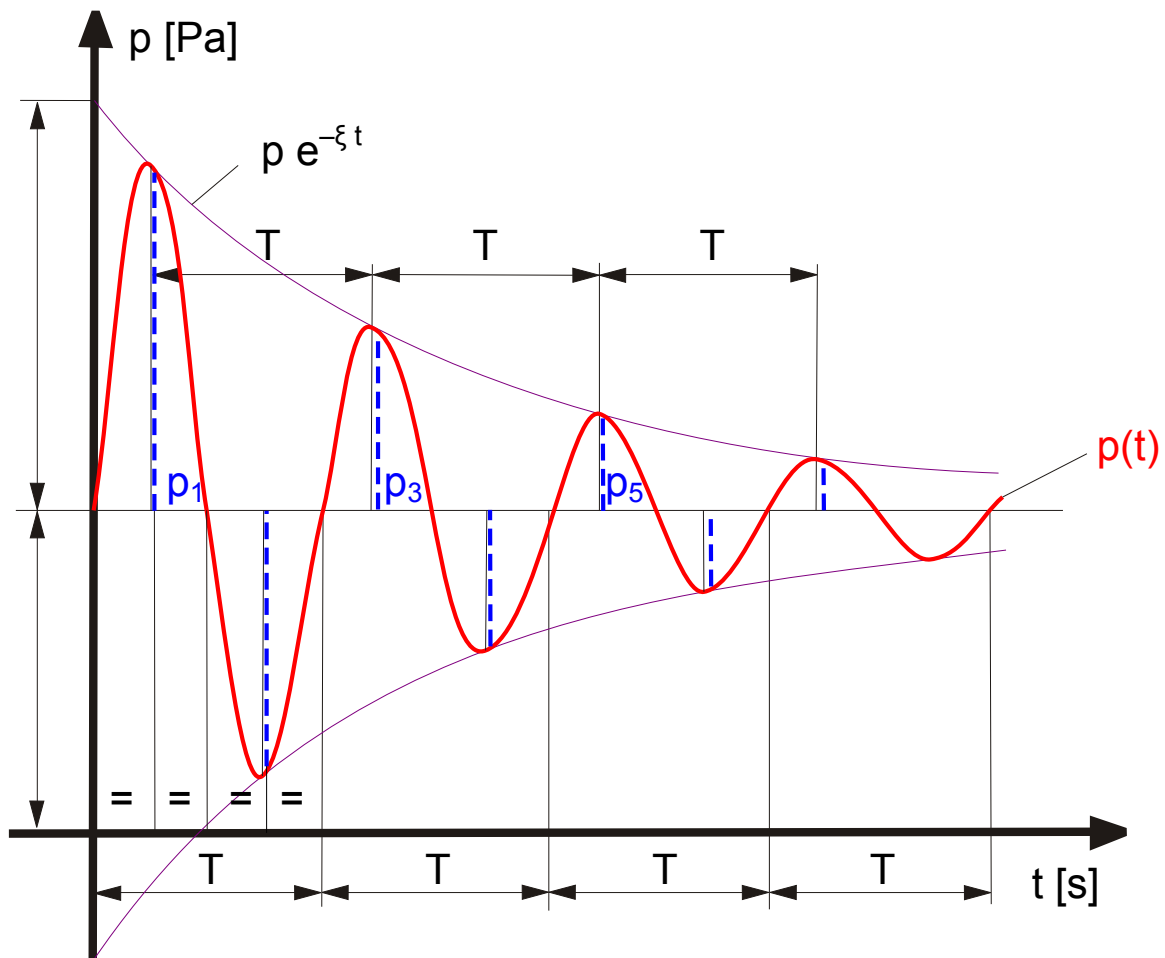
153. ábra Vázlat a fajlagos csillapítóképesség értelmezéséhez

A csillapításra jellemző másik mérőszám a *logaritmusos dekrementum*, amely az egymást követő azonos értelmű amplitúdók **(154)** hányadosának természetes alapú logaritmususa:

88. képlet.
$$\delta = \ln \frac{A_1}{A_2},$$

vagy:

89. képlet.
$$\delta = \frac{1}{k} \ln \frac{A_i}{A_{i+k}}.$$



154. ábra A logaritmusos dekrementum

További szokásos jellemző még a *rezgéscsillapítási tényező*:

90. képlet.
$$\eta = \frac{\delta}{\pi},$$

amely más alakban is értelmezett:

$$91. \text{ képlet. } \eta^* = \frac{\delta}{2\pi}.$$

A gépészetben gyakran alkalmazott a *Lehr-féle csillapítás* (D_L), amely a rendszer valóságos és kritikus csillapítási tényezőjének aránya. A logaritmikus dekrementum és a *Lehr-féle csillapítás* közötti összefüggés:

$$92. \text{ képlet. } \delta = \frac{2\pi D_L}{\sqrt{1 - D_L^2}},$$

ill., ha $D_L \ll 1$, akkor:

$$93. \text{ képlet. } \delta \approx 2\pi D_L.$$

A fajlagos csillapítás és a logaritmikus dekrementum közötti összefüggés:

$$94. \text{ képlet. } \psi = 2\delta.$$

2.4.1.2.1 Anyagcsillapítás

Valamely szerkezetre az anyagcsillapításból származó rezgéscsillapítás [[FARKAS J.: 1974; Fémszerkezetek; 1974; Budapest; Tankönyvkiadó;](#)] szerint:

$$95. \text{ képlet. } D_s = \int_V D dV,$$

azaz a homogén feszültség-eloszlású anyagra vonatkozó D hiszterézis terület térfogati integrálja. Mivel *Lazan* szerint a csillapítás többek között a feszültség-amplitudónak is függvénye, azaz:

$$96. \text{ képlet. } D = J \sigma_n^n,$$

ezért pl. egy befalazott tartó hajlító igénybevételénél:

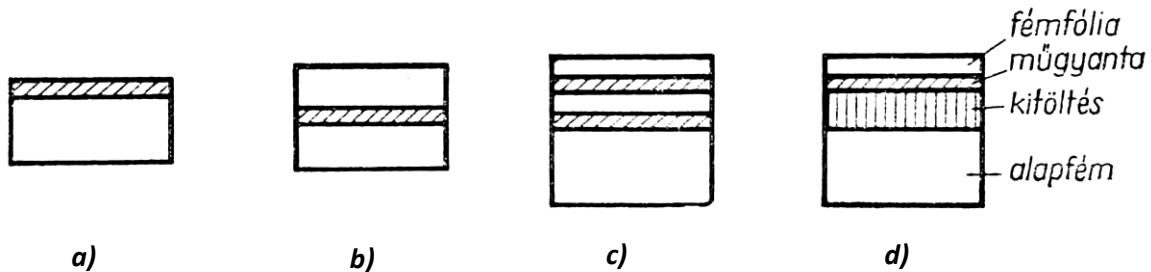
$$97. \text{ képlet. } D_s = J \sigma_{a \max}^n V \alpha_k \alpha_h,$$

ahol: J és n kísérleti úton meghatározható állandó; V a szerkezeti elem térfogata; α_k a keresztmetszet-alak tényező; α_h a feszültségeloszlási tényező. A gyakorlatban szokásos tartományban *Lazan* vizsgálatai szerint $J \approx 1,2$ és $n \approx 2,4$, ha a feszültség-amplitudó és a kifáradási határ viszonya:

$$98. \text{ képlet. } \frac{\sigma_a}{\sigma_D} < 0,8.$$

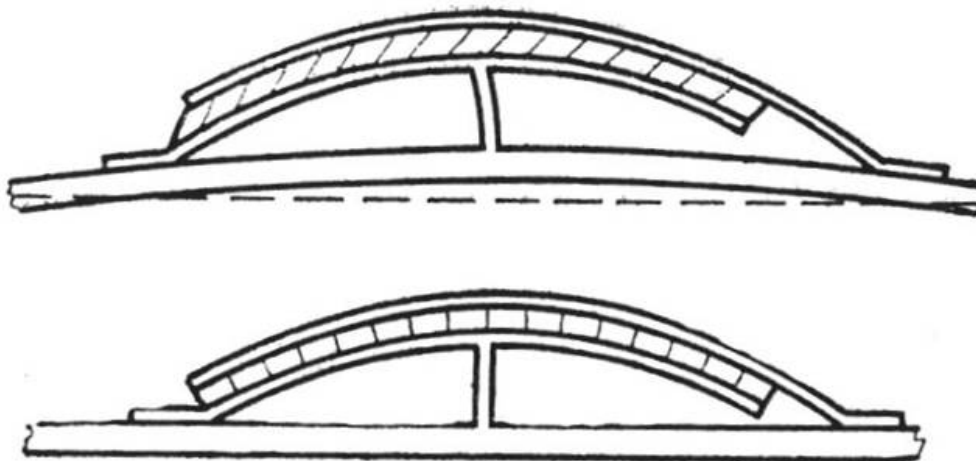
E felett n értéke rohamosan nő.

Fokozott csillapítás érhető el réteges kialakítású vagy szendvicsszerkezetű elemekre csillapító anyag felhordásával. Kialakítására különféle megoldásokban a **155** mutat példákat. Egy további lehetőség csillapító réteges elem beépítésére a **156** szerinti.



155. ábra Réteges elemek rezgéscsillapításra

a) Bevonatos fémlemez; b) közbenső bevonatos fémlemez; c) többszörös bevonat; d) többréteges bevonat kitöltéssel



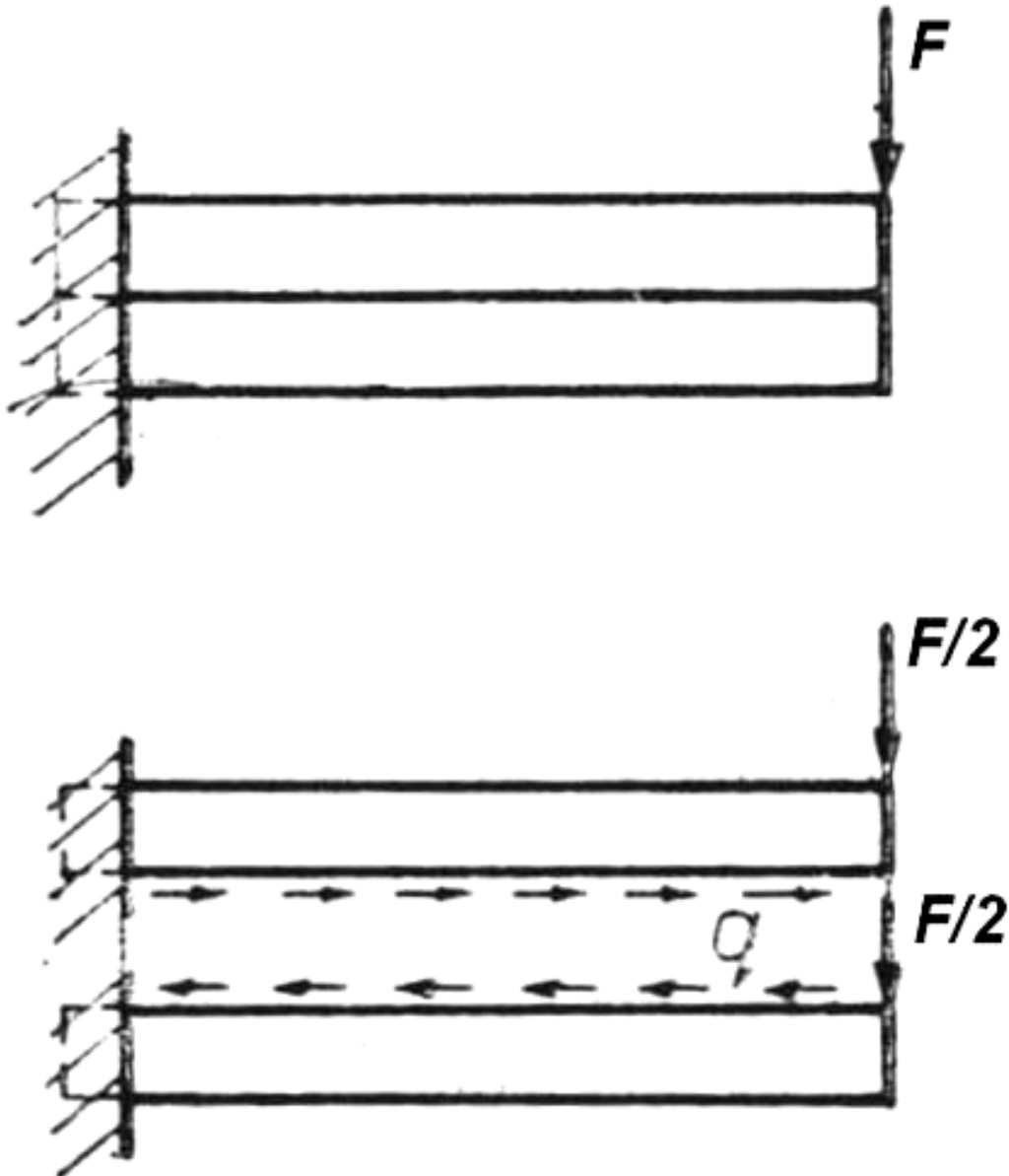
156. ábra Járulékos rezgéscsillapító elem

Az egy vagy több csillapító réteg felvitelével megvalósítható rezgéscsillapítás elsősorban nagyméretű lemezszerkezeteknél (burkolatoknál) lehet előnyös, főként állandó gerjesztési frekvencia esetén (pl. radiálventilátorok házai). Kombinálható azonban a súrlódásos csillapítás és az elhangolás kihasználásával is merevítő bordák felhegesztése útján szakaszos varratok alkalmazásával.

2.4.1.2.2 Súrlódásos rezgéscsillapítás

A súrlódásos rezgéscsillapítás az egyes elempárok kapcsolatánál kialakuló súrlódás kihasználása a gerjesztési energia felemésztésére. Ilyen kapcsolat lehet bármely kötésmód (ragasztás, hegesztés stb.) vagy pl. a réteges tartók érintkező felületei között fellépő hatás.

Az alapesetet a **157** szemlélteti. Az egyes elempárok közötti relatív kapcsolatot az határozza meg, hogy a terhelés milyen viszonyban van a felületek között ébredő súrlódási erővel. Lényeges szerepet játszik a súrlódási tényezők közötti különbség (nyugalmi - mozgó súrlódás). Éppen ezért a terhelési ciklusra kialakul egy hiszterézishurok, amelynek területe az energiaelnyelésre jellemző.

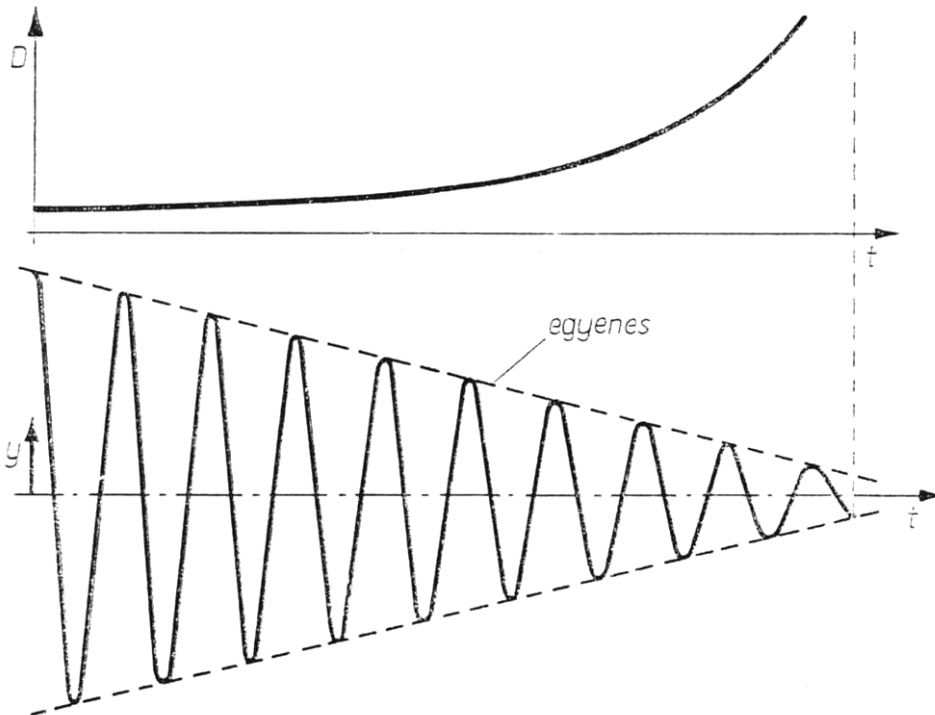


157. ábra Réteges tartó súrlódásos csillapító hatása

Figyelemmel kell azonban lenni arra, hogy az érintkező felületek felületi érdessége az ismétlődő elmozdulások miatt megváltozik (a felület lekopik), így a csillapító hatás is romlik.

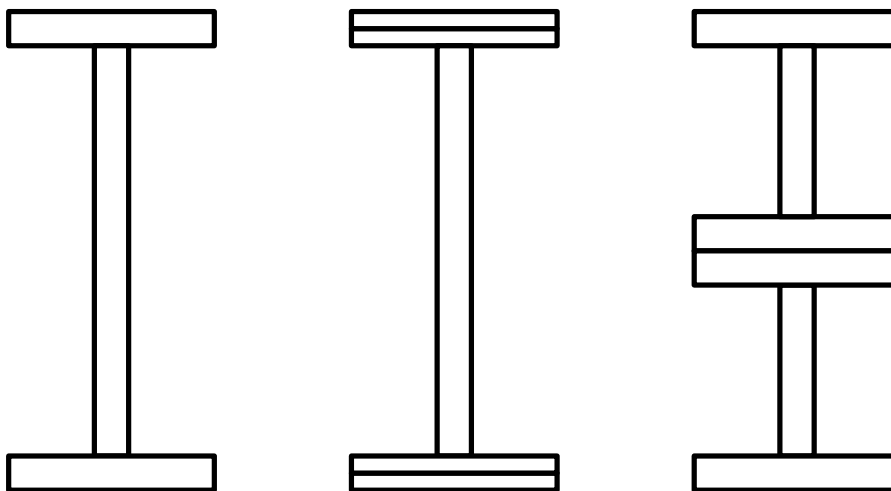
Relatív elmozdulás az elemek rugalmassága miatt is kialakulhat, s ezért szegecselt, csavarozott, ragasztott és hegesztett szerkezetnél is érvényesülhet. Jelentősége főként a hegesztett és ragasztott tartóknál nagy. Amennyiben a konstrukció megengedi, folytonos szakaszos varratokat célszerű alkalmazni, mert a kötésmentes szakaszoknál ez a hatás megjelenik.

A súrlódásos csillapítás esetén a csillapítási tényező nem állandó, hanem a rezgési amplitúdó csökkenésével növekszik. Jól szemlélteti ezt a **158.** Amennyiben anyagcsillapítás is van, úgy a „lecsengés” burkológörbéjére a kezdeti egyenes szakasz után egy exponenciális görbe jellemző.

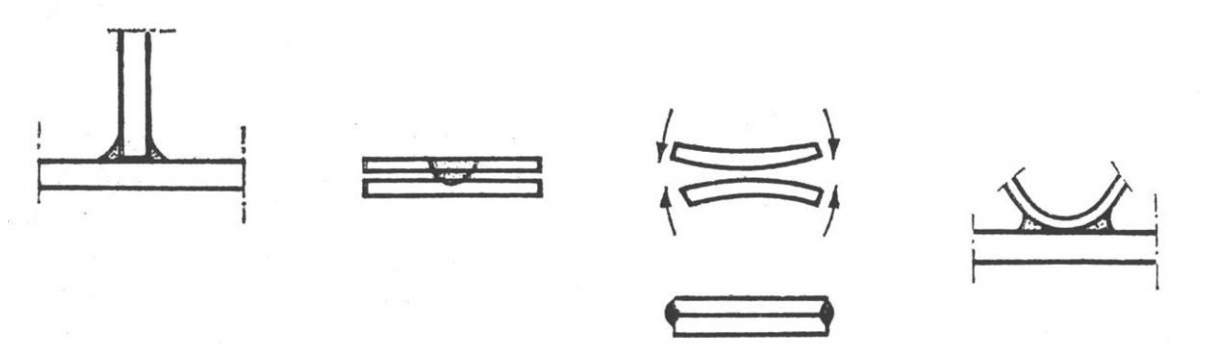


158. ábra A csillapítási tényező változása súrlódásos csillapításnál

A **159** hajlításra igénybevett réteges I-tartókat mutat hasonló feladatokra, ill. a **160** elemi hegesztett kapcsolatokat.

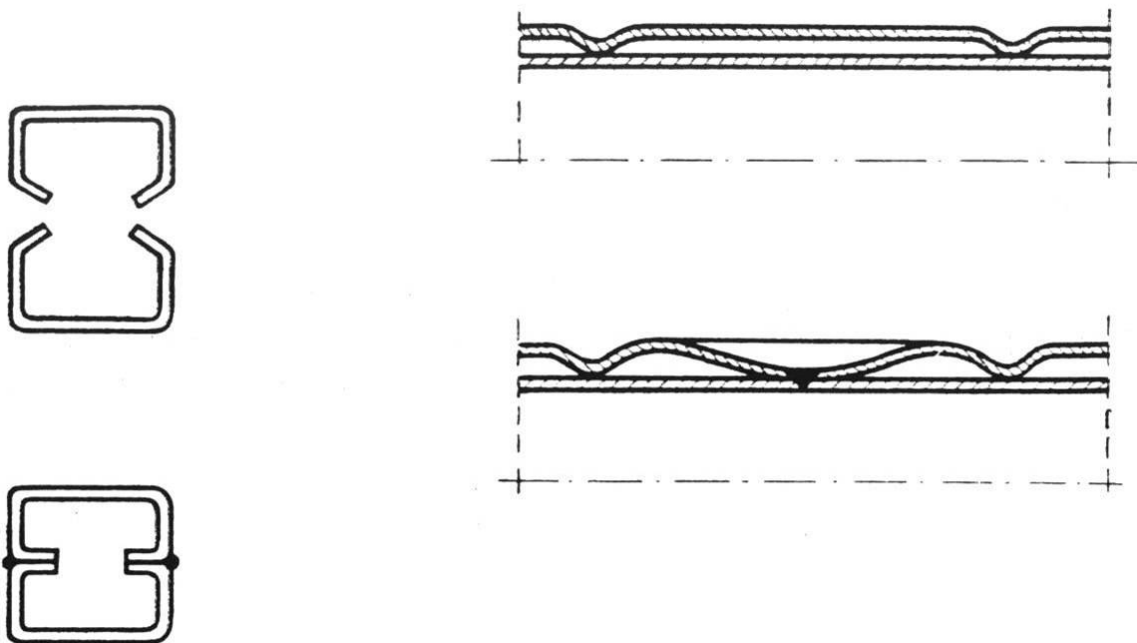


159. ábra Hajlításra igénybevett I-tartók súrlódásos csillapításra

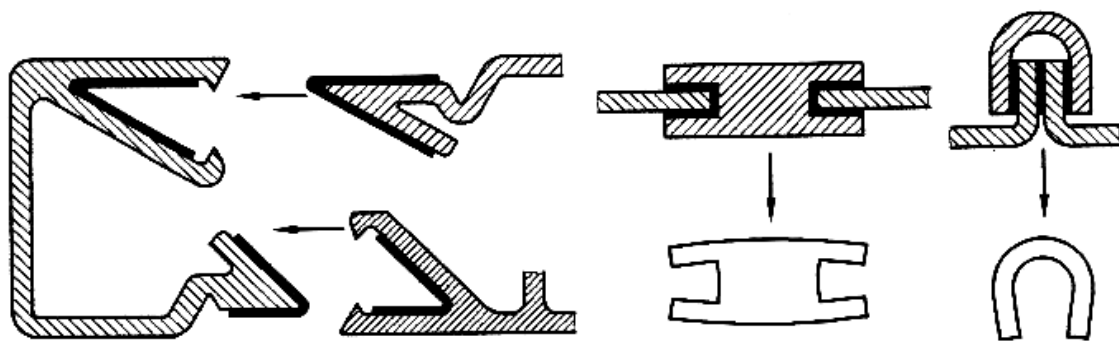


160. ábra Elemi hegesztett kapcsolatok súrlódásos csillapításra

A súrlódásos csillapítás azonban csak megfelelően nagy felületi nyomással érhető el. Éppen ezért ponthegesztett kötéseknél elhanyagolható jelentőségű. A felületi nyomás előfeszítéssel lényegesen megnövelhető (161 és 162).



161. ábra A felületi nyomás növelése előfeszítéssel hegesztett kötéseknél



162. ábra A felületi nyomás növelése előfeszítéssel, ragasztott kötéseknél

A súrlódásos csillapítás kihasználása – a tartószerkezeteken túl – hangsúlyozottan fokozott szerepet játszik pl. repülőgéptörzsek integrál- és szendvicsszerkezeteinél. Néhány gyakrabban előforduló anyagra és szerkezetre a **16. táblázat** foglal össze tájékoztató értékeket.

16. táblázat Csillapítási jellemzők gyakorlati esetekre

[MAKHULT M.: Gumirugók; 1963; Budapest; Műszaki Könyvkiadó;.]

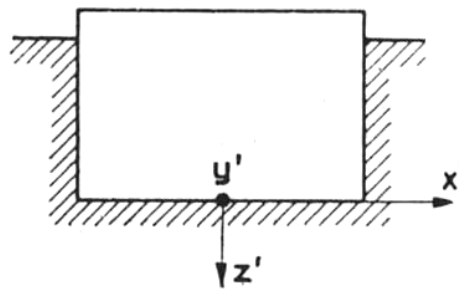
Anyag (szerkezet)	D	δ
nagyszilárdságú acél	0,00143	0,009
szerszámacél	0,00119	0,0075
gépacél	0,000795	0,005
szürke nyersvas	0,0183	0,115
vörösréz	0,0263	0,165
parafa	0,00302	0,019
fenyőfa	0,00955	0,06
bükkfa	0,00795	0,05
természetes gumi	0,01-0,09	0,062-0,05
poliuretán (múgumi)	0,05-0,5	0,31-3,63
ragasztott fagerenda	0,00955	0,06
fafödém	0,0278	0,175
vasbeton födém	0,035	0,22
vasbeton keret	0,0302	0,19
cementhabarcsos téglafal	0,00795	0,05
vasszerkezet	0,0135	0,085
vasbeton szerkezet	0,04	0,25

2.4.2 Gépalapozás [FARKAS J.: 1974; Fémszerkezetek; 1974; Budapest; Tankönyvkiadó;.]

A gépalapozások szerkezeti megoldásukat tekintve:

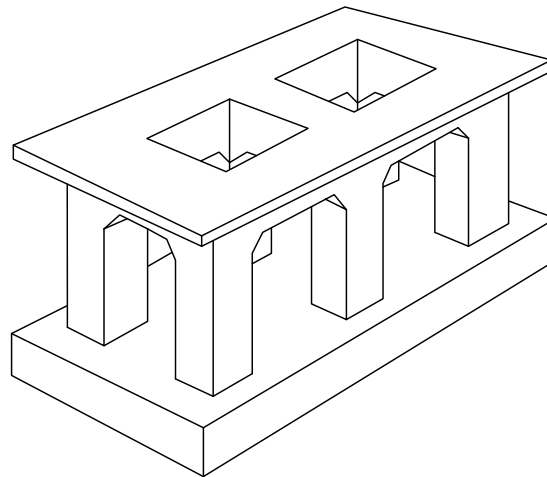
- tömbalapok;
- keretalapok;
- falazott alapok;
- cölöpalapok;
- rugalmas gépalátétek lehetnek.

A *tömbalapok* viszonylag nagy tömegű, (vas)betonból, téglából készült tömbök (**163**). Ekkor a rezgést végző tömeg a gép és az alaptömb, rugalmasságot a talaj vagy valamilyen rugalmas anyag (szerkezet) biztosítja. Leggyakrabban Diesel-motorok és gépi kalapácsok alapozásánál alkalmazzuk. Az alaptömb tömege $n=0-300 \text{ min}^{-1}$ esetén a géptömeg 5-10-szerese, e fölött 10-20-szorosa. Az acélrugó minden gerjesztő frekvenciára alkalmazható, a gumirugó általában $n>700 \text{ min}^{-1}$ -től, a parafa 1500 min^{-1} felett, vastagságtól függően.



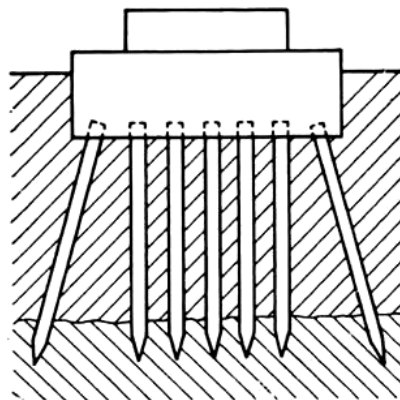
163. ábra Tömbalap

A *keretalapok* acél- vagy vasbeton keretszerkezetek, többnyire turbinák és törőgépek elhelyezésénél szokásosak (**164**).



164. ábra Keretalap

A *falazott alapok* talplemezből és falakból állnak, ritkán használatosak. A *cölöpalapok* épületszerkezeteknél fordulnak elő (**165**).



165. ábra Cölöpalap

A rugalmas gépalátétek kisebb gépek alátámasztására szolgálnak, többnyire szerszámgépek, villamos motorok, ventilátorok rögzítésénél fordulnak elő (ld. **2.4.3!**).

A gépágyazás rendszerének kiválasztásánál a gerjesztési frekvenciát, a gerjesztő erőt és a kiegyensúlyozottságot, ill. a szerkezet elhelyezését kell elsősorban figyelembe venni az alapadatokon túlmenően. Ehhez azonban csupán hozzávetőleges szabályokat lehet adni, a konkrét megoldást minden esetben valamennyi tényező együttes figyelembevételével kell megkeresni, majd azt, amennyiben szükséges részletes rezgéstani számításokkal ellenőrizni.

Az elvi megoldást a legegyszerűbb esetekre (egyetlen vagy egymáshoz közeli gerjesztési frekvencia, ill. frekvenciák) a **17** szerint lehet összefoglalni *Makhult* [[MAKHULT M.: Gépágyazások rezgéstani méretezése; 1974; Budapest; Akadémiai Kiadó.](#)] javaslata alapján.

17. táblázat Gépágyazás rendszerének kiválasztása különböző gerjesztő rezgésszámok esetén

a/ A gépágyazás rendszerének kiválasztása $n_g=0-500 \text{ min}^{-1}$ gerjesztő rezgésszám esetén

Jól kiegyensúlyozott		Kevésbé kiegyensúlyozott	
Kis gerjesztő erő		Nagy gerjesztő erő	
Elhelyezés talajon	Elhelyezés földemen vagy szerkezeten	Elhelyezés talajon	Elhelyezés földemen vagy szerkezeten*
Megoldás: alaplemez rezonancia elkerülését ellenőrizni statikus terhelésre ellenőrizni	Megoldás: leerősítés rezonancia elkerülését ellenőrizni statikus terhelésre ellenőrizni	Megoldás: főléhangolás kis alaptömb talajrugózás kis alapfelülettel	Megoldás: aláhangelés nagy alaptömb acélrugók

*A magas költségek miatt kerülni kell!

b/ A gépágyazás rendszerének kiválasztása $n_g=300-1000 \text{ min}^{-1}$ gerjesztő rezgésszám esetén

Jól kiegyensúlyozott		Kevésbé kiegyensúlyozott	
Kis gerjesztő erő		Nagy gerjesztő erő	
Elhelyezés talajon	Elhelyezés földemen vagy szerkezeten	Elhelyezés talajon	Elhelyezés földemen vagy szerkezeten
Megoldás: alá- vagy főléhangolás; ill. vegyes hangolás kis alaptömb talajrugózás rezonancia elkerülését ellenőrizni	Megoldás: főléhangolásnál leerősítés aláhangelésnél kis alaptömbbel vagy anélkül, acél- vagy gumirugók rezonancia elkerülését ellenőrizni	Megoldás: főléhangolásnál vagy vegyes hangolásnál kis alaptömb talajrugózás aláhangelésnél nagy tömeg acél- vagy gumirugók	Megoldás: aláhangelés nagy tömeg acél- esetleg gumirugók

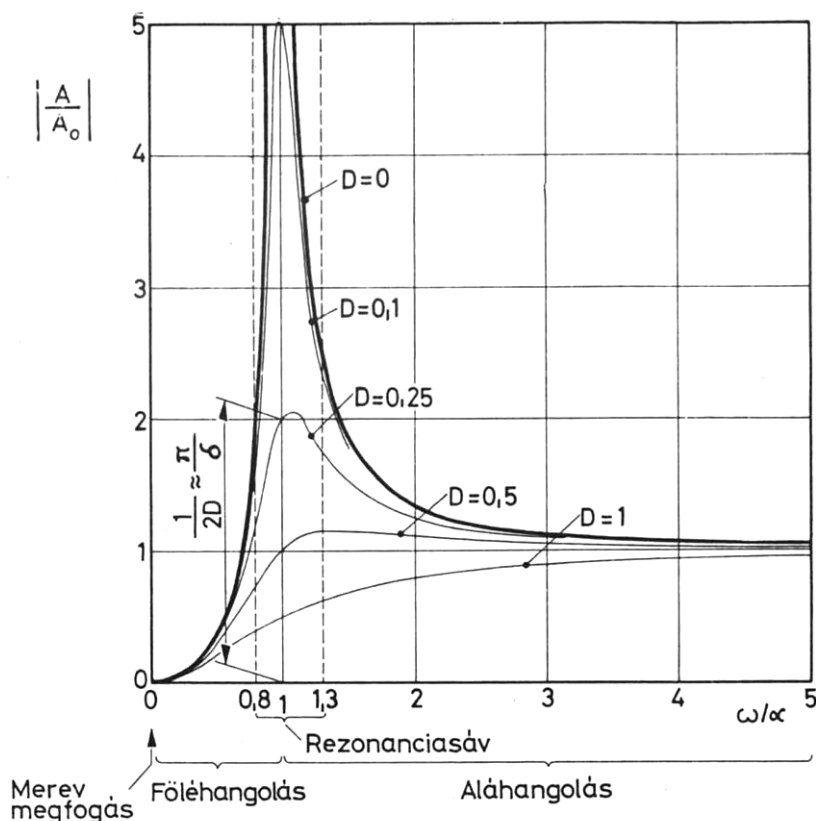
c/ A gépalapozás rendszerének kiválasztása $n_g > 1000 \text{ min}^{-1}$ gerjesztő rezgésszám esetén

Jól kiegyensúlyozott		Kevésbé kiegyensúlyozott	
Kis gerjesztő erő		Nagy gerjesztő erő	
Elhelyezés talajon	Elhelyezés földemen vagy szerkezeten	Elhelyezés talajon	Elhelyezés földemen vagy szerkezeten
Megoldás: aláhangelés kis alaptömbbel vagy anélkül talajrugózás kis alapfelülettel vagy anyagrugózás vagy külön rugók	Megoldás: aláhangelés kis alaptömbbel vagy anélkül anyagrugózás vagy külön rugók	Megoldás: aláhangelés nagy alaptömb talajrugózás kis alaptömbbel vagy anyagrugózás vagy külön rugók	Megoldás: aláhangelés nagy alaptömb anyagrugózás vagy külön rugók

Az alapozás rezgéstani ellenőrzésénél elsősorban a rezonancia elkerülését kell megvizsgálni.

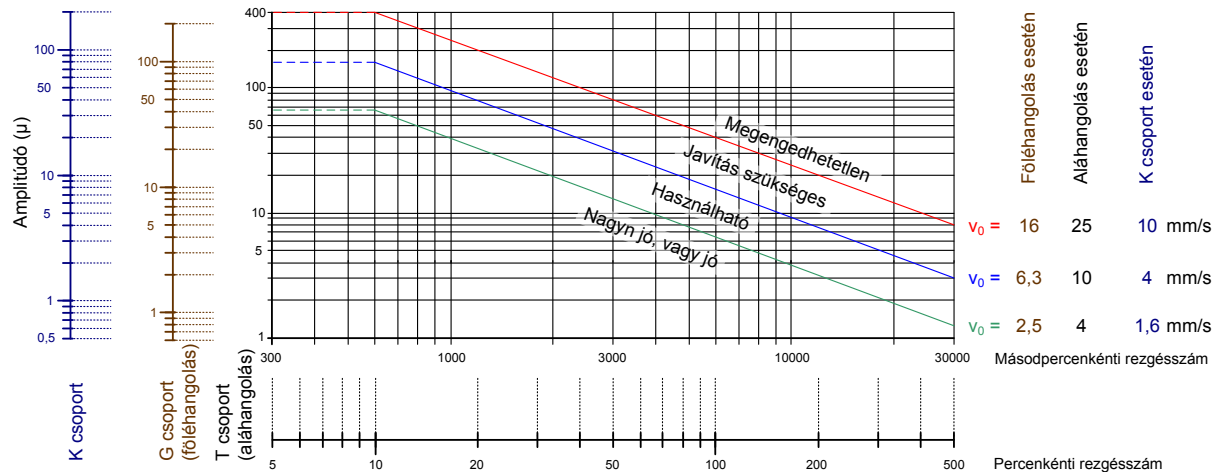
A rezonanciasáv: $\frac{\alpha}{\alpha_0} = 0,8 - 1,3$ közötti, ez alatt föléhangolás, felette aláhangelés történik.

Változó csillapítási tényezők esetére a **166** tünteti fel a kialakuló rezgési amplitúdókat.



166. ábra Amplitúdó viszonyok

A gépalapozás, ill. a rezgésmentesség minőségének megítélése a **167** alapján történhet.



167. ábra A rezgésmentesség megítélése. K: kis gépek; G: nagy gépek főléhangolt alapon, T: nagy gépek aláhangolt alapon

2.4.3 Munkahelyi rezgésterhelések csökkentése

A munkahelyeken fellépő rezgések mérséklése egyrészt rezgéscsillapítással (gerjesztő hatások csökkentése: beavatkozás a forrásnál), másrészt rezgésszigeteléssel (beavatkozás az átviteli úton) történhet. Célja kettős, azaz az ott üzemelő gépek állapotának, működőképességének és követelményrendszerének biztosítása, ill. a kezelőszemélyzet egészségvédelme és munkavégző képességének megőrzése. A rezgéscsillapítást részletesen tárgyalta a **2.4.1**, itt csupán a rezgésszigetelés tárgyalására kerül sor.

A rezgésszigetelés a rezgés áttéréjét kívánja megakadályozni. A gyakorlati megoldás valamilyen szigetelőanyag vagy szerkezet elhelyezése a rezgést végző és a védeni kívánt elem közötti átviteli úton.

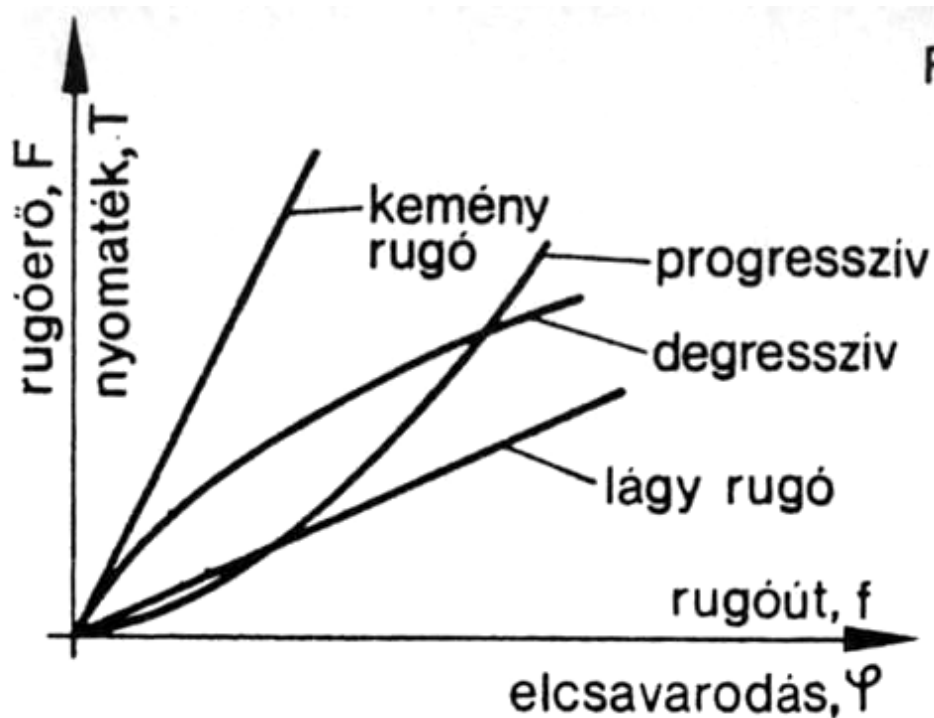
Maga a rezgésszigetelés lehet aktív vagy passzív. *Aktív rezgésszigetelés* az, ha a szerkezet rezgéseinek a környezetbe való átadódását kívánjuk korlátozni, ill. megakadályozni (szerszámgépek, villamos motorok, szivattyúk stb. rezgésszigetelése). *Passzív rezgésszigetelésnél* viszont a környezet rezgéseinek a szerkezetre történő átterjedését akarjuk elkerülni (műszerek, mérőberendezések, számítógépek stb. rezgésszigetelése).

2.4.3.1 Rezgésszigetelők

Regésszigetelésre rugalmas anyagokat és rugalmas szerkezeteket alkalmazunk. Az előbbiek az ún. anyagrugók (gumi, parafa, nemez stb.), míg az utóbbiak fémes alapanyagú rugók, ingák vagy ezek kombinációi.

A legáltalánosabban használt szerkezeti elem rezgésszigetelésre – alapvetően széles

alkalmazhatósági tartománya miatt – a fémes alapanyagú (acél, bronz, réz) rugó. Működésére jellemző jelleggörbéje (az alakváltozás és a terhelés közötti kapcsolat), amely lineáris, degresszív és progresszív (168), ill. ezen túlmenően lágy és kemény jellegű lehet.



168. ábra Rugó jelleggörbék

A meredekségre jellemző a rugóállandó:

99. képlet. $c = \frac{f}{F} \quad [\text{m N}^{-1}]$,

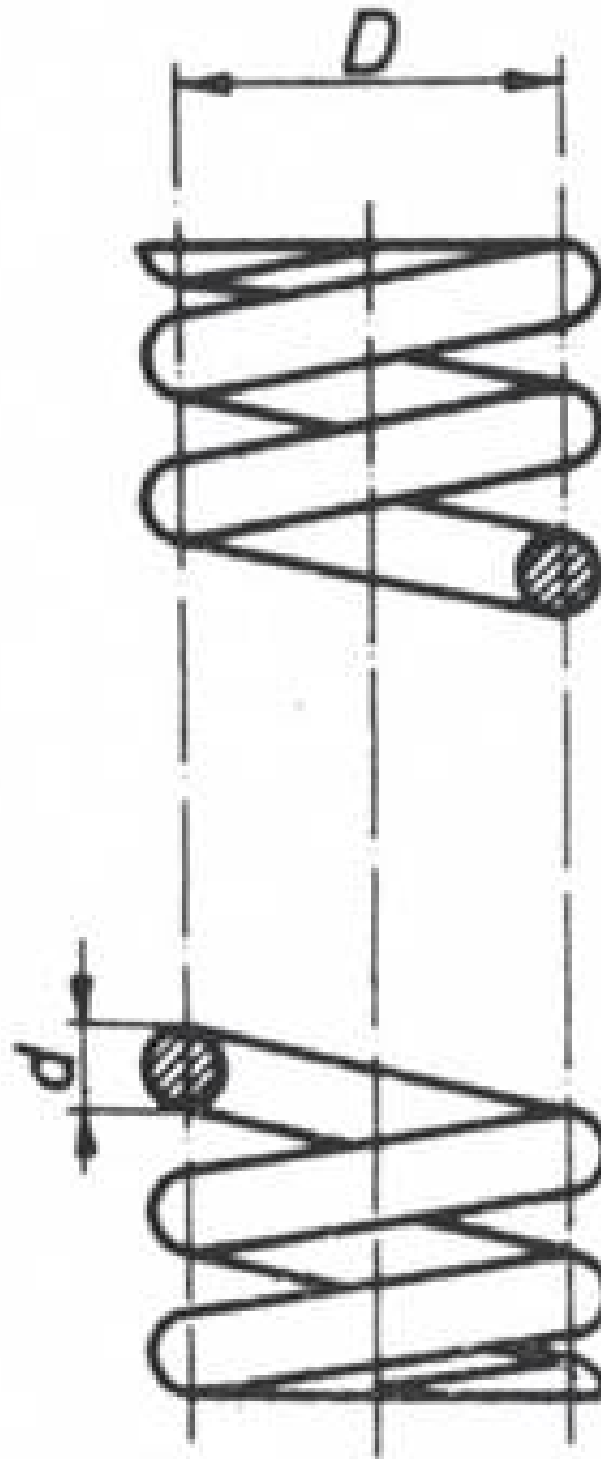
vagy ennek reciproka, a rugómerevség:

100. képlet. $k = c^{-1} \quad [\text{N m}^{-1}]$.

A legfontosabb típusok: csavarrugó (hengeres vagy kúpos kialakítás, egyedi vagy csoportos elrendezés), gyűrűs rugó, tányérrugó, esetenként laprugó, csavarrugó, rúd rugó stb. Jellemző igénybevétel a nyomás, alkalmanként azonban lehet hajlítás, csavarás is. Előnyük a gyors cserélhetőség, a korrózióállóság és a tömeggyárthatóság (kereskedelmi árú!), hátrányuk a kb. 200 Hz feletti összetevők átérésztése. Ez a hátrány azonban gumi, parafa vagy nemez közdarabok elhelyezésével megszüntethető.

2.4.3.1.1 Csavarrugók

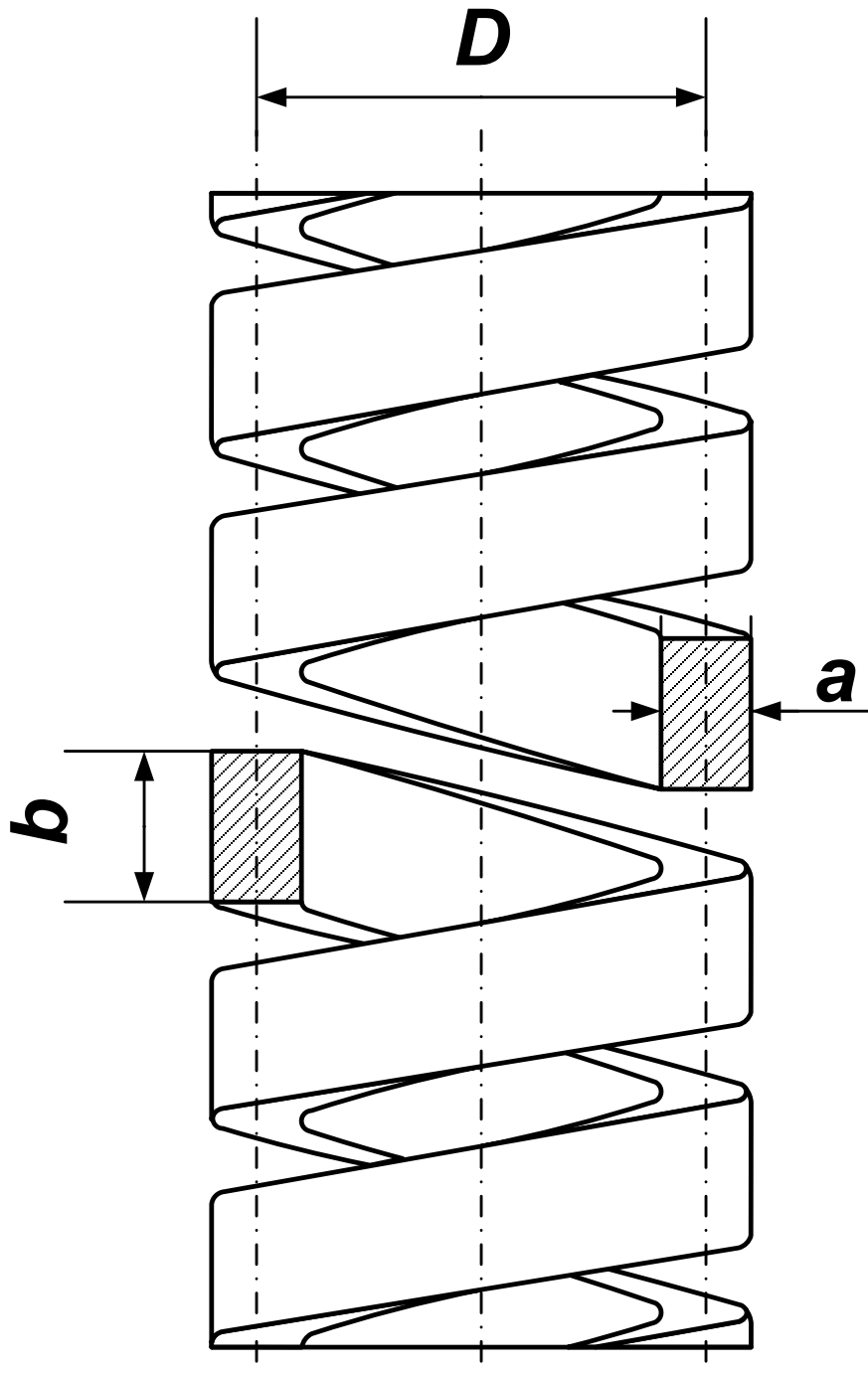
Legáltalánosabb típus a *körszelvényű hengeres csavarrugó* (169).



169. ábra Körszelvényű nyomó hengeres csavarrugó

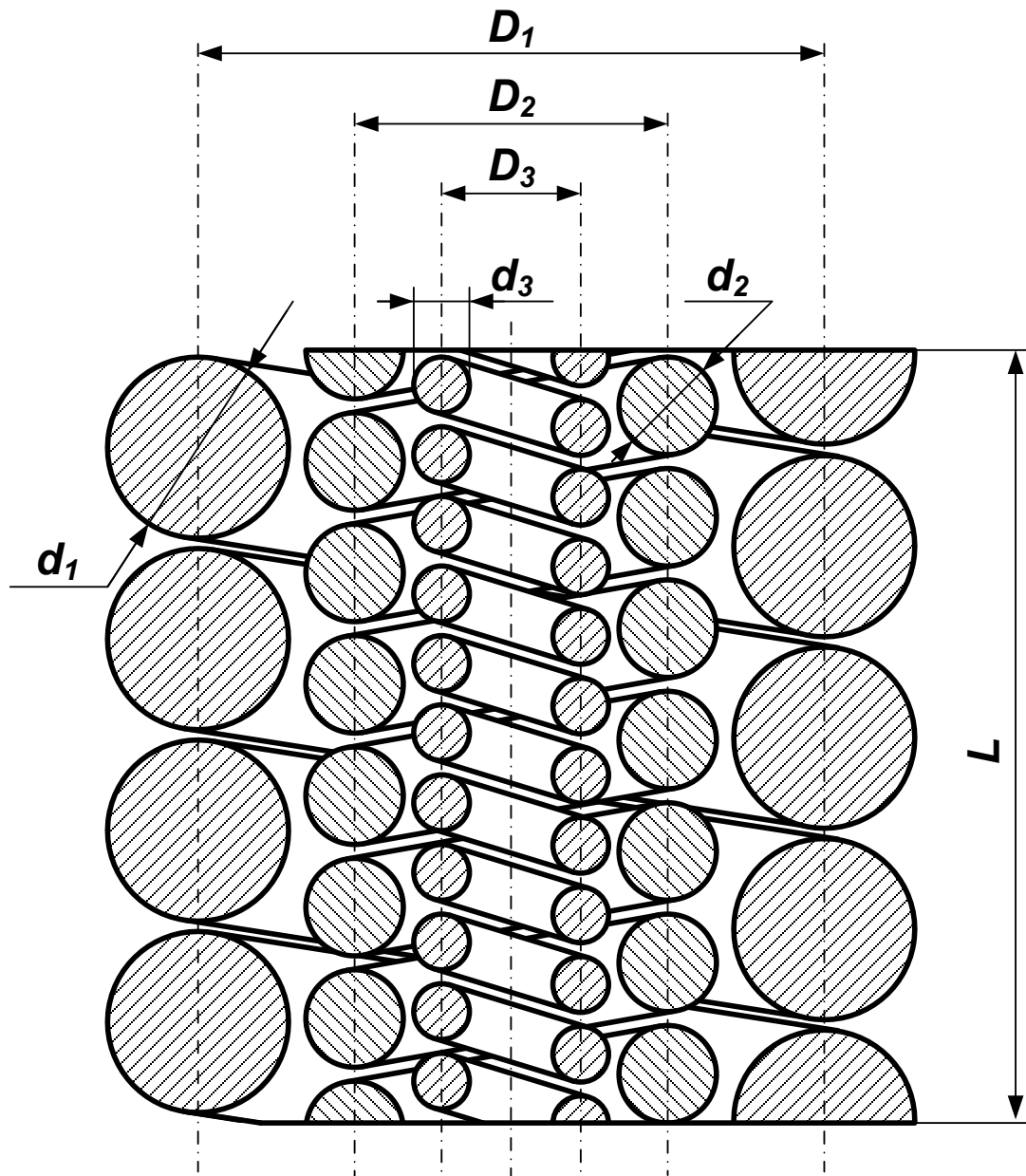
Terhelhetőségi tartományuk igen széles (10^{-2} - 10^5 N), rugózási tulajdonságaik jelentősen változtathatók. Karakterisztikájuk lineáris. Méretezésük rendszerint nomogramok használatával történik, de figyelemmel kell lenni arra, hogy terhelésük időben változó (rezgés!), azaz fárasztó igénybevételről van szó.

A hengeres csavarrugó gyakran négyszögszelvényű is készül (170), amely keményebb rugózást biztosít. Ezek az ún. *négyszögszelvényű hengeres csavarrugók*.



170. ábra Négyszögszelvényű hengeres csavarrugó

Korlátozott beépíthető tér esetén alkalmazott a *csoportrugó*, amikor több csavarrugót építenek össze, helyeznek egymásba. Általában kettős vagy hármás (171) elrendezés szokásos.



171. ábra Hármass csoportrugó

Beépítésének feltétele az alakváltozások azonossága:

$$101. \text{ képlet. } \frac{i_{l1} D_1^2}{d_1} = \frac{i_{l2} D_2^2}{d_2} = \frac{i_{l3} D_3^2}{d_3},$$

és a blokkmagasságok azonossága:

$$102. \text{ képlet. } i_{l1} d_1 = i_{l2} d_2 = i_{l3} d_3.$$

Az összefüggésekben i_{li} a lengő (működő) menetek száma; D_i a rugók középátmérője; d_i a

rugót alkotó huzalszálak átmérője.

Csoportrugó lehet a párhuzamosan vagy sorosan kapcsolt rugópár is. Ebben az esetben soros kapcsolásnál:

103. képlet. $c_s = c_1 + c_2$,

ill. párhuzamos kapcsolásnál:

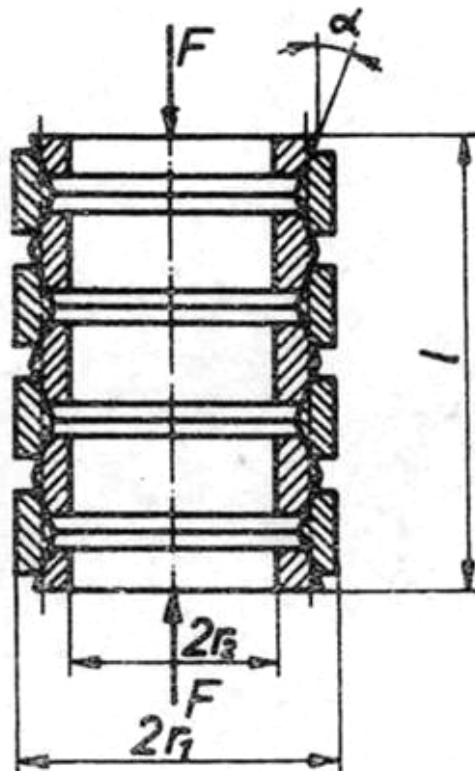
104. képlet. $\frac{1}{c_p} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2}$.

Az említetteken kívül alkalmazhatók még a *kúpos csavarrugók* is, ezek progresszív karakterisztikával rendelkeznek (keményedés!).

A beépítés szempontjából érdekes valamennyi típusnál a stabilitás tartománya.

2.4.3.1.2 Gyűrűs rugók

A gyűrűs rugó egymással kúpfelületen érintkező, külső és belső felfekvésű gyűrűkből álló szerkezet (**172**).

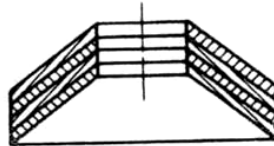


172. ábra Gyűrűs rugó

Terhelés hatására a gyűrűk deformálódnak (tágulás, ill. összenyomódás), a kúpos felületek egymáson elcsúsznak, s a fellépő súrlódó erők az alakváltozási energia jelentős részét (kb. 2/3 részét) felemésztik. Karakterisztikája lineáris.

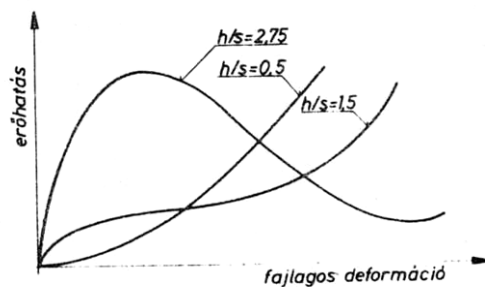
2.4.3.1.3 Tányérrugók

A tányérrugó kör keresztmetsetű, csonkakúp alakú tányérok sorozata (173).



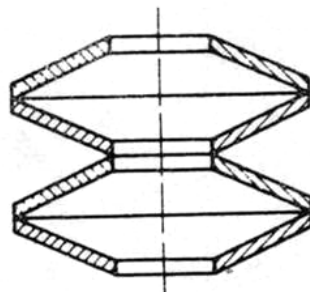
173. ábra Tányérrugó (párhuzamos elrendezés)

Jellemzője, hogy aránylag kis helyigénnyel igen nagy terhelést képes felvenni. Karakterisztikája a kúpszög, a belső magasság és a lemezvastagság függvényében erősen változó (174).



174. ábra Tányérrugók jellemző karakterisztikái

Beépítésük párhuzamosan és sorosan is szokásos. Párhuzamos elrendezést mutatott a 173, míg a 175 a soros megoldást szemlélteti.



175. ábra Tányérrugó (soros elrendezés)

Előnyük a kis helyszükséglet, a szabályozható karakterisztika és a változtatható merevség, hátrányuk a kifáradás és a kihajlás-veszély.

2.4.3.1.4 Gumirugók

A gumirugók fémből készült alakos elemek közé vulkanizált gumituskók. Anyaguk különböző keménységű természetes vagy mesterséges gumi. Igénybevételük nyírásra és nyomásra kedvező, a húzást kerülni kell.

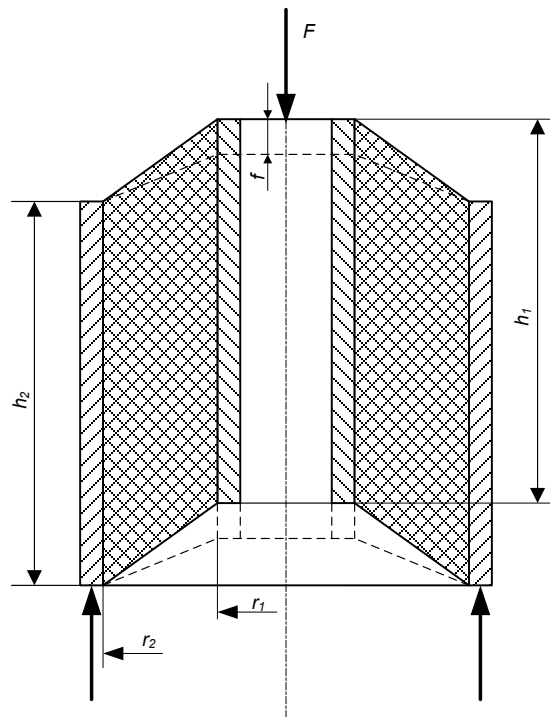
Különböző keménységű gumik néhány jellemzőjét a **18** foglalja össze.

18. táblázat Különböző keménységű gumik néhány jellemzője

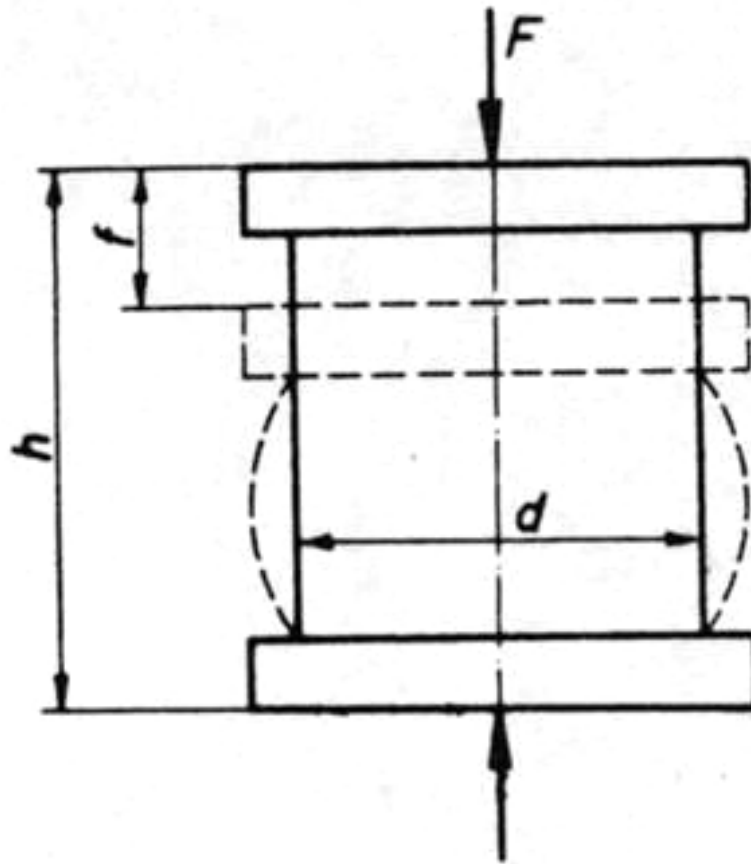
[BERANEK, L. L.: Zajcsökkentés; 1967; Budapest; Műszaki Könyvkiadó;.]

Shore-fok	Rugalmassági modulus E [kNmm ⁻²]	Csúsztató modulus G [kNmm ⁻²]	Logaritmikus dekrementum δ
30	12	3,5	0,041
40	16	5	0,055
50	21	6,5	0,14
60	31	9,5	0,23
70	42	13,5	0,35
80	70,5	-	0,47

Karakterisztikájuk kis alakváltozás esetén lineáris, nagy alakváltozásnál degresszív. Kialakításukra két példát mutat **176** és a **177**.



176. ábra Kúpos homloklapú hüvelyes gumirugó



177. ábra Nyomott gumiugó

2.4.3.1.5 Egyéb rugók

Rezgésszigetelési célokra az eddig tárgyaltakon kívül rendszeresen alkalmazunk még parafa, nemez (vasfilc) alapanyagú rugókat.

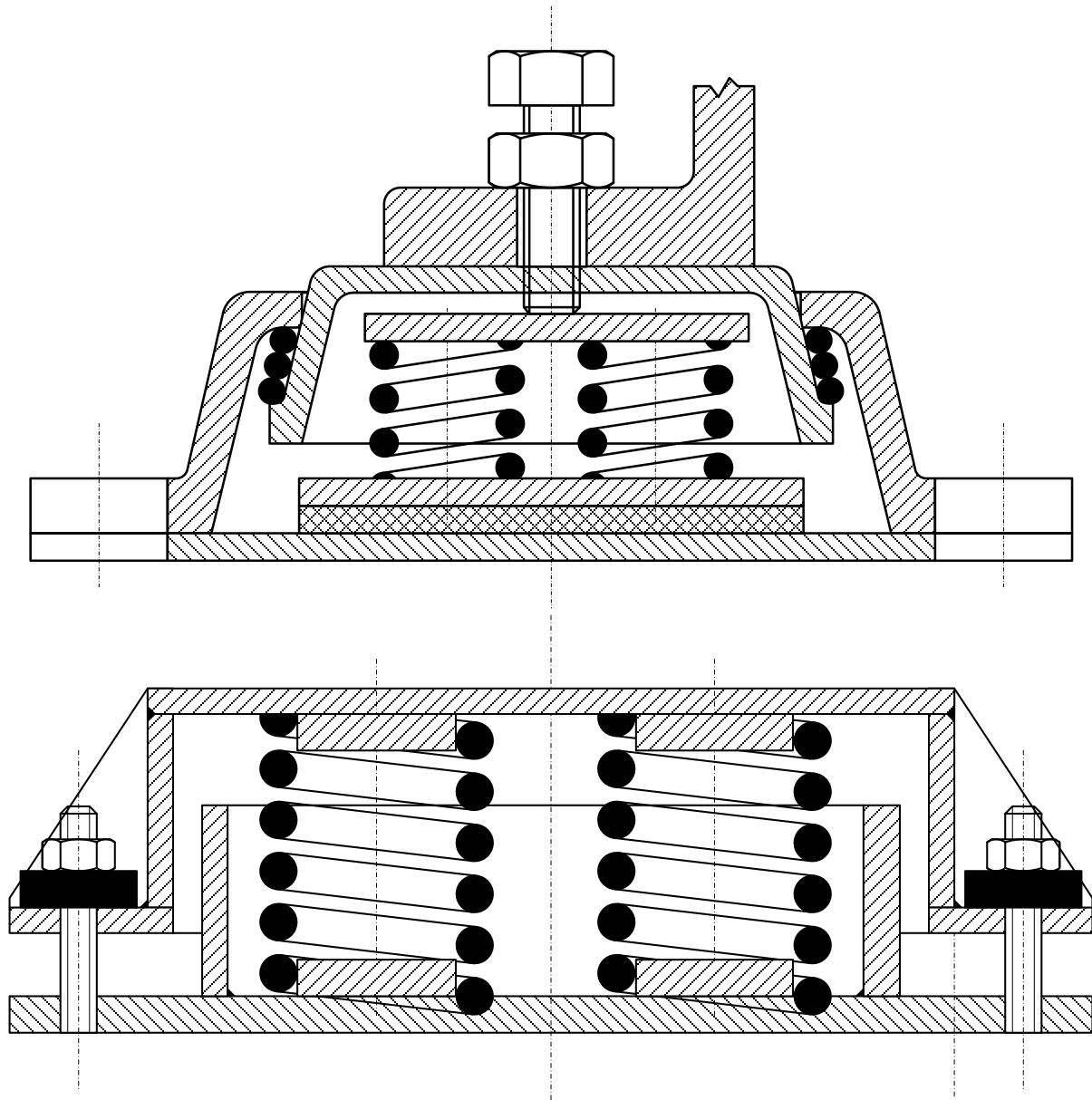
A parafa nyomásra vagy egyidejű nyomásra és nyírásra vehető igénybe, egyszerűen beépíthető. Megengedhető fajlagos terhelése 20 Ncm^{-2} .

A nemez igénybevétele a parafáéhoz hasonló lehet. Csillapítási tényezője nagy, így főként a rezonancia-tartományban kedvező hatású. Szokásos vastagsága általános célokra 1,2-2,5 cm. Megengedhető fajlagos terhelése vékony réteg esetén $0,8 \text{ kNcm}^{-2}$.

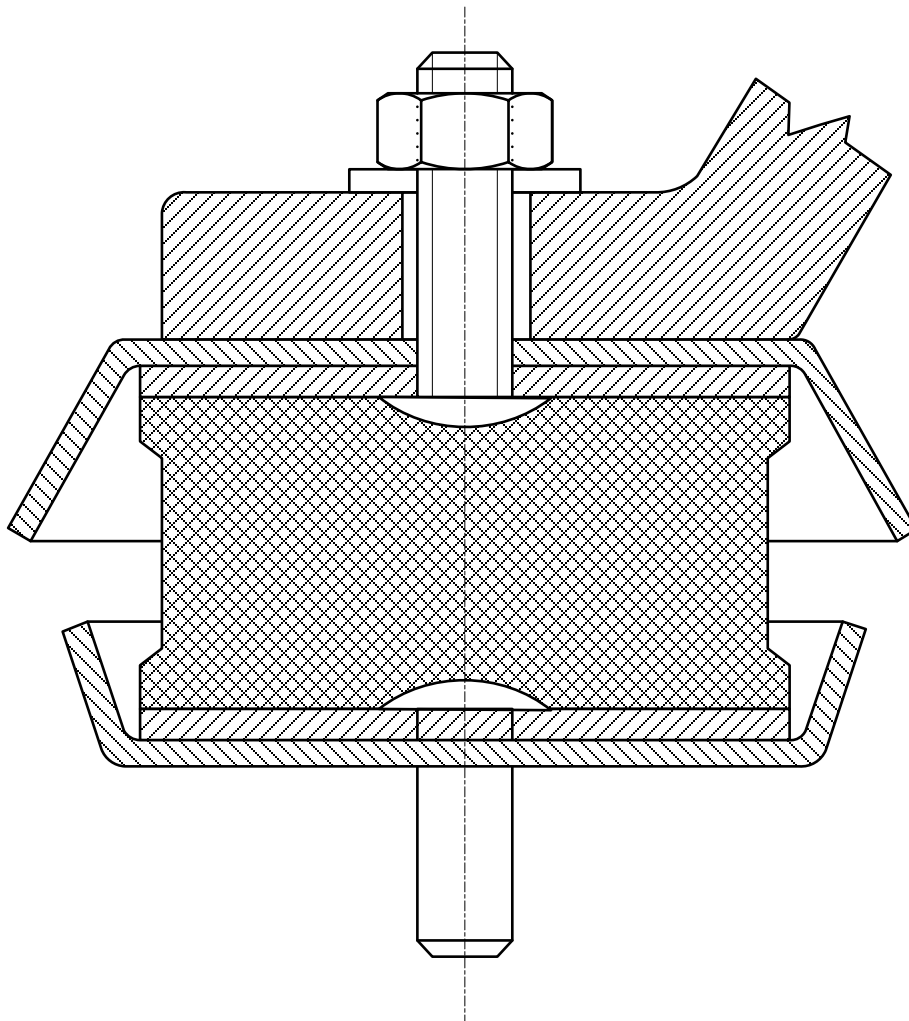
2.4.4 Rezgésszigetelő szerkezetek

A rezgésszigetelő szerkezetek többnyire kereskedelmi forgalomban kapható egységek. A rendelkezésre álló választék általában elég nagy ahhoz, hogy a felmerülő igényeket ki lehessen elégíteni. Néhány esetben azonban szükség lehet egyedi tervezésre is.

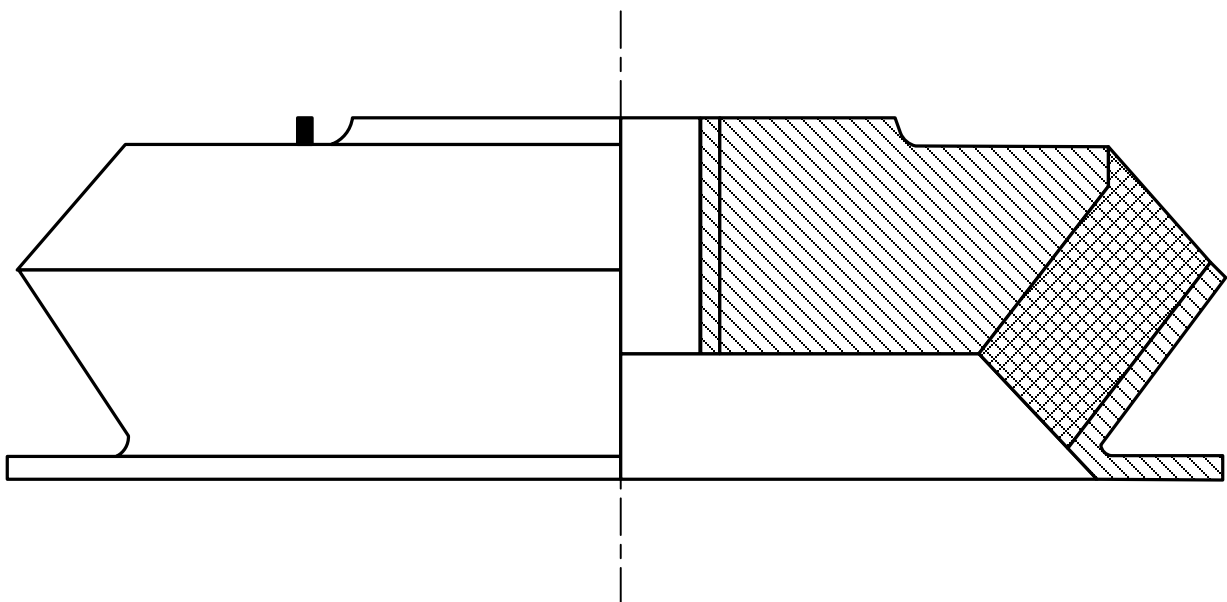
Az előforduló megoldásokra néhány jellegzetes példát mutatnak a **178-181**.



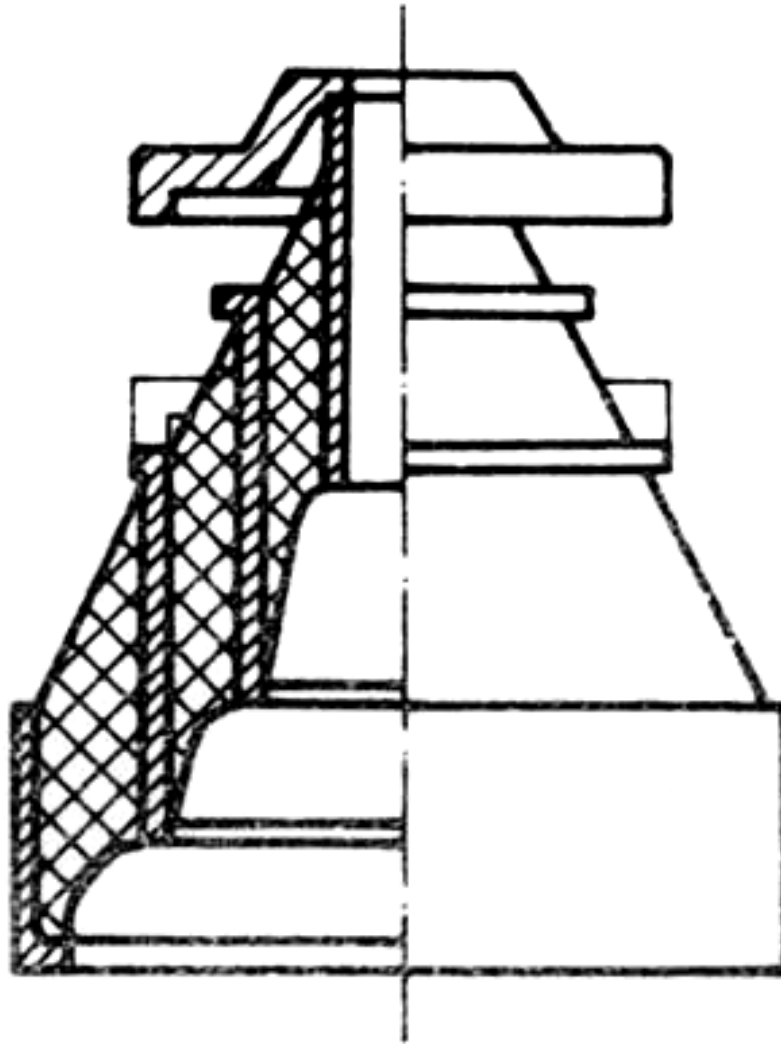
178. ábra Hengeres csavarrugókból álló gépalátétek



179. ábra Nyomott gumirugó beépítése



180. ábra Tányéros rendszerű gumirugó



181. ábra Többszemes gumirugó